

**Министерство науки и высшего образования Российской Федерации**  
федеральное государственное автономное образовательное учреждение  
высшего образования  
**«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ  
ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

---

Школа Инженерная школа природных ресурсов  
Направление подготовки 21.04.01 Нефтегазовое дело  
Отделение школы (НОЦ) Отделение нефтегазового дела

**МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ**

Тема работы	
<b>Исследование и обоснование эффективности решения технических проблем по предотвращению нереверсивных нагрузок в поршневых компрессорах</b>	

УДК 621.512:622.279.8

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2БМ74	Сироткин Алексей Сергеевич		

Руководитель

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Профессор	Саруев Л.А.	д.т.н.		

**КОНСУЛЬТАНТЫ:**

По разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Романюк В.Б.	к.э.н.		

По разделу «Социальная ответственность»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Ассистент	Черемискина М.С.			

**ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ:**

Руководитель ООП	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
	Манабаев К.К.	к.ф.-м.н.		

Томск – 2019 г.

## Планируемые результаты обучения

Код результата	Результат обучения (выпускник должен быть готов)	Требования ФГОС, критериев и/или заинтересованных сторон
<b><i>В соответствии с универсальными, общепрофессиональными и профессиональными компетенциями</i></b>		
<b>Общие по направлению подготовки 21.04.01 «Нефтегазовое дело»</b>		
P1	Применять базовые естественнонаучные, социально-экономические, правовые и специальные знания в области нефтегазового дела, для решения <i>прикладных междисциплинарных задач и инженерных проблем</i> , соответствующих профилю подготовки (в нефтегазовом секторе экономики), самостоятельно учиться и непрерывно повышать квалификацию в течение всего периода профессиональной деятельности	УК-1, УК-2, УК-6, ОПК-1, ОПК-2, (ЕАС-4.2, АБЕТ-3А, АБЕТ-3i).
P2	Планировать и проводить аналитические и экспериментальные <i>исследования</i> с использованием новейших достижений науки и техники, уметь критически оценивать результаты и делать выводы, полученные в <i>сложных и неопределённых условиях</i> ; использовать <i>принципы изобретательства, правовые основы в области интеллектуальной собственности</i>	УК-2, УК-3, УК-4, УК-5, ОПК-2, ОПК-6,
<i>в области производственно-технологической деятельности</i>		
P3	Проявлять профессиональную <i>осведомленность о передовых знаниях и открытиях</i> в области нефтегазовых технологий с учетом <i>передового отечественного и зарубежного опыта</i> ; использовать <i>инновационный подход</i> при разработке новых идей и методов <i>проектирования</i> объектов нефтегазового комплекса для <i>решения инженерных задач развития</i> нефтегазовых технологий, <i>модернизации и усовершенствования</i> нефтегазового производства	УК-1, УК-2, ОПК-2, ОПК-3, ОПК-5, ПК-1, ПК-2, ПК-3, ПК-6, ПК-7, ПК-8, ПК-9, ПК-10, ПК-11
P4	Внедрять, эксплуатировать и обслуживать <i>современные машины и механизмы</i> для реализации технологических процессов нефтегазовой области, обеспечивать их <i>высокую эффективность</i> , соблюдать правила <i>охраны здоровья и безопасности труда</i> , выполнять требования по <i>защите окружающей среды</i>	ОПК-6, ПК-12, ПК-13, ПК-14, ПК-15
<i>в области экспериментально-исследовательской деятельности</i>		
P5	Быстро ориентироваться и выбирать <i>оптимальные решения в многофакторных ситуациях</i> , владеть методами и средствами <i>математического моделирования</i> технологических процессов и объектов	УК-3, УК-8, ОПК-3, ОПК-7, ПК-16, ПК-17, ПК-18), (ЕАС-4.2-h), (АБЕТ-3d).

Код результата	Результат обучения (выпускник должен быть готов)	Требования ФГОС, критериев и/или заинтересованных сторон
<i>в области проектной деятельности</i>		
P6	Эффективно использовать любой имеющийся арсенал технических средств для максимального приближения к поставленным производственным целям при разработке и реализации проектов, проводить экономический анализ затрат, маркетинговые исследования, рассчитывать экономическую эффективность	УК-2, ОПК-1, ОПК-2, ОПК-7, ПК-19, ПК-20, ПК- 21, ПК-22
<i>в области организационно-управленческой деятельности</i>		
P7	Эффективно работать индивидуально, в качестве члена и руководителя команды, умение формировать задания и оперативные планы всех видов деятельности, распределять обязанности членов команды, готовность нести ответственность за результаты работы	Требования ФГОС ВО, СУОС ТПУ (УК-1, УК-2, ОПК-4, ОПК-5, ОПК-6, ПК-23, ПК-24, ПК-25, ПК-26).
<i>в области проектной деятельности</i>		
P8	Самостоятельно учиться и непрерывно повышать квалификацию в течение всего периода профессиональной деятельности; активно владеть иностранным языком на уровне, позволяющем работать в интернациональной среде, разрабатывать документацию и защищать результаты инженерной деятельности	УК-2, ОПК-3, ОПК-5, ОПК-6, ПК-27, ПК-28, ПК- 29, ПК-30, (АВЕТ-3с), (ЕАС-4.2-е).
<b>Профиль «Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов»</b>		
P9	Планировать и организовывать работу по проведению планово-предупредительных ремонтов и технического обслуживания технологического оборудования	ОПК-5, ОПК-6, ПК-3, ПК-7, ПК-9, ПК-11, ПК- 13, ПК-14, ПК-21, требования профессионального стандарта 19.003 "Специалист по ремонту и обслуживанию нефтезаводского оборудования", 19.029 «Специалист по эксплуатации газораспределительных станций», 19.0015 «Специалист по эксплуатации оборудования подземных хранилищ газа»
P10	Планировать внедрение новой техники и передовых технологий, разрабатывать и реализовывать программы модернизации и технического перевооружения предприятия с целью повышения надежности, долговечности и эффективности работы технологического оборудования	ОПК-1, ОПК-4, ОПК-5, ОПК-6, ПК-10, ПК-12, ПК-17, ПК-21, ПК-23, требования профессионального стандарта 19.003 "Специалист по ремонту и обслуживанию нефтезаводского оборудования", 19.029 «Специалист по эксплуатации газораспределительных станций», 19.0015 «Специалист по эксплуатации оборудования подземных хранилищ газа»

P11	<p>Организовывать проведение проверок технического состояния и экспертизы промышленной безопасности, проводить оценку эксплуатационной надежности технологического оборудования.</p>	<p><i>ОПК-1, ОПК-4, ОПК-5, ОПК-6, ПК-9, ПК-10, ПК-17, ПК-30, требования профессионального стандарта 19.003 «Специалист по ремонту и обслуживанию нефтезаводского оборудования», 19.029 «Специалист по эксплуатации газораспределительных станций», 19.0015 «Специалист по эксплуатации оборудования подземных хранилищ газа»</i></p>
-----	--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------	--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------

**Министерство науки и высшего образования Российской Федерации**  
федеральное государственное автономное образовательное учреждение  
высшего образования  
**«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ  
ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

Школа Инженерная школа природных ресурсов  
Направление подготовки 21.04.01 Нефтегазовое дело  
Отделение школы (НОЦ) Отделение нефтегазового дела

УТВЕРЖДАЮ:  
Руководитель ООП

\_\_\_\_\_  
(Подпись)      (Дата)      (Ф.И.О.)

### ЗАДАНИЕ

**на выполнение выпускной квалификационной работы**

В форме:

Магистерской диссертации
--------------------------

(бакалаврской работы, дипломного проекта/работы, магистерской диссертации)

Студенту:

Группа	ФИО
2БМ74	Сироткину Алексею Сергеевичу

Тема работы:

<b>Антипомпажное регулирование производительности центробежного компрессора</b>	
Утверждена приказом директора (дата, номер)	№852/с от 04.02.2019

Срок сдачи студентом выполненной работы:	01.06.2019
------------------------------------------	------------

### ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ:

<p><b>Исходные данные к работе</b></p> <p><i>(наименование объекта исследования или проектирования; производительность или нагрузка; режим работы (непрерывный, периодический, циклический и т. д.); вид сырья или материал изделия; требования к продукту, изделию или процессу; особые требования к особенностям функционирования (эксплуатации) объекта или изделия в плане безопасности эксплуатации, влияния на окружающую среду, энергозатратам; экономический анализ и т. д.).</i></p>	<p>Анализ реверсивной нагрузки и выяснение причин возникновения нереверсивной нагрузки. Предложение технических решений по предотвращению нереверсивной нагрузки, их обоснование и исследование.</p>
<p><b>Перечень подлежащих исследованию, проектированию и разработке вопросов</b></p> <p><i>(аналитический обзор по литературным источникам с целью выяснения достижений мировой науки техники в рассматриваемой области; постановка задачи исследования, проектирования, конструирования; содержание процедуры исследования, проектирования, конструирования; обсуждение результатов выполненной работы; наименование дополнительных разделов, подлежащих разработке; заключение по работе).</i></p>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Аналитический обзор по литературным источникам с целью выяснения достижений науки и техники в рассматриваемой области.</li> <li>2. Исследование и обоснование технических решений по предотвращению нереверсивной нагрузки.</li> <li>3. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение.</li> <li>4. Социальная ответственность.</li> <li>5. Выводы по работе.</li> <li>6. Раздел на иностранном языке.</li> </ol>

<b>Перечень графического материала</b> (с точным указанием обязательных чертежей)		
<b>Консультанты по разделам выпускной квалификационной работы</b> (с указанием разделов)		
<b>Раздел</b>	<b>Консультант</b>	
<b>«Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»</b>	Романюк Вера Борисовна, доцент отделения нефтегазового дела, к.э.н.	
<b>«Социальная ответственность»</b>	Черемискина Мария Сергеевна, ассистент отделения общетехнических дисциплин	
<b>«Раздел на иностранном языке»</b>	Бекишева Татьяна Геннадьевна, старший преподаватель отделения иностранных языков	
<b>Названия разделов, которые должны быть написаны на русском и иностранном языках:</b>		
Теоретические сведения о реверсивной нагрузке		

<b>Дата выдачи задания на выполнение выпускной квалификационной работы по линейному графику</b>	
-------------------------------------------------------------------------------------------------	--

**Задание выдал руководитель:**

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Профессор	Саруев Л.А.	Д.Т.Н.		

**Задание принял к исполнению студент:**

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2БМ74	Сироткин Алексей Сергеевич		

**Министерство науки и высшего образования Российской Федерации**  
федеральное государственное автономное образовательное учреждение  
высшего образования  
**«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ  
ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

---

Инженерная школа Природных ресурсов  
Отделение Нефтегазового дела  
Направление подготовки Нефтегазовое дело  
Профиль подготовки Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов  
Уровень образования магистратура  
Период выполнения (осенний/весенний семестр 2018/2019 учебного года)

Форма представления работы:

Магистерская диссертация
--------------------------

**КАЛЕНДАРНЫЙ РЕЙТИНГ-ПЛАН**  
**выполнения выпускной квалификационной работы**

Срок сдачи студентом выполненной работы:	27.05.2019
------------------------------------------	------------

Дата контроля	Название раздела (модуля) / вид работы (исследования)	Максимальный балл раздела (модуля)
01.05.2019	Обзор литературы	30
10.05.2019	Экспериментальная часть	45
11.05.2019	Раздел, выполненный на иностранном языке	5
12.05.2019	Экономическая часть	10
14.05.2019	Социальная часть	10

Составил преподаватель:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Профессор	Саруев Лев Алексеевич	Д.Т.Н.		

**СОГЛАСОВАНО:**

Руководитель ООП	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
	Манабаев Кайрат Камитович	к.ф.-м.н.		

## Реферат

Выпускная квалификационная работа содержит 138 с., 73 рис., 12 табл., 23 источников.

Ключевые слова: компрессорная станция, поршневой компрессор, безызносность, крейцкопф, избирательный перенос, палец крейцкопфа, газовые силы, ультразвук, нереверсивная нагрузка, масляное голодание.

Объект исследования: поршневой компрессор, узлы кривошипно-шатунного механизма, цилиндропоршневые группы.

Цель работы: поиск, исследование и обоснование технических решений по предотвращению поломок и износа в следствии реверсивной и не реверсивной нагрузок.

В процессе исследования проводились: обзор литературы, анализ проблемы на предприятии.

В результате исследования была выявлена проблема износа пар трения и поломки деталей при возникновении нереверсивной нагрузки. Предложены решения и даны им обоснования о применимости.

Основные конструктивные, технологические и технико-эксплуатационные характеристики: давление, подача, расход, температура, частота вращения.

Область применения: утилизация попутного и низконапорного газа, добыча нефти и газа, транспортировка газа и газоконденсата, нефтехимия, криогенные и холодильные системы.

Экономическая эффективность заключается в уменьшении дополнительных затрат на детали машин и увеличения их долговечности и работоспособности.

В будущем планируется практическое применение предложенных решений на предприятии.



## **Нормативные ссылки**

В настоящей работе использованы ссылки на следующие стандарты:

ГОСТ 12.0.003-74 ССБТ. Опасные и вредные производственные факторы. Классификация.

ГОСТ 12.1.012-2004 ССБТ. Вибрационная безопасность. Общие требования.

ГОСТ 12.1.003-83 ССБТ. Шум. Общие требования.

ГОСТ 12.1.029-80 ССБТ. Средства и методы защиты от шума. Общие требования.

ГОСТ 12.0.004-90. Система стандартов безопасности труда. Организация обучения безопасности труда. Общие положения.

СанПиН 2.2.1/2.1.1.1200-03. Санитарно-защитные зоны и санитарная классификация предприятий, сооружений и иных объектов.

СанПиН 2.2.2776-10. Гигиенические требования к оценке условий труда при расследовании случаев профессиональных заболеваний.

СанПиН 23-05-95. Естественное и искусственное освещение.

СанПиН 2.2.4.548-96. Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений.

СанПиН 2.2.4/2.1.8.562-96. Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки.

СанПиН 2.2.4/2.1.8.566-96. Производственная вибрация, вибрация в помещениях жилых и общественных зданий.

ГОСТ 12.2.049-80 ССБТ. Оборудование производственное. Общие эргономические требования.

## **Список сокращений**

ПК – поршневой компрессор

КПД – коэффициент полезного действия

ИП – индивидуальный перенос

ДКС – дожимная компрессорная станция

АВО – аппарат воздушного охлаждения

## **Определения**

В настоящей работе применены следующие термины с соответствующими определениями.

Нагнетатель – компрессор, предназначенный для сжатия газа (воздуха).

Поршневой компрессор — тип компрессора, энергетическая машина для сжатия и подачи воздуха или газа под давлением.

Избирательный перенос – это вид фрикционного взаимодействия, возникающий на поверхностях трущихся деталей в результате протекания хим. и физ.-хим. процессов, приводящих к автокомпенсации их износа и к снижению трения.

Внутренние воздействия: случайные или закономерные изменения отдельных параметров системы, влекущие за собой изменение других параметров этой же системы.

Внешние воздействия: воздействия, не относящиеся к комплексу процессов и параметров, характеризующих состояние системы, и приводящие к выводу ее из состояния равновесия.

Управление: совокупность действий, выбранных на основании определенной информации и направленных на поддержание на заданном уровне или изменение в соответствии с целевой функцией параметров работы установки или системы в целом.

Механические примеси - вещества, образующиеся или попадающие в нефтепродукты в процессе их применения, не растворяющиеся в бензине и имеющие размеры частиц не более 100 микрон

## Оглавление

Введение.....	13
1. Обзор литературы.....	15
1.1 Аргументация о важности и необходимости применения поршневых компрессоров в современной нефтегазовой промышленности. ....	15
2. Теория поршневых компрессоров .....	19
2.2 Свойства газов.....	22
2.3 Характеристики цилиндра (PT, PV диаграммы) .....	25
2.4 Режимы работы клапанов .....	27
2.5 Производительность компрессора и ее регулировка .....	31
3.Объект и методы исследования .....	37
3.2 Современна проблема в области производства поршневых компрессоров.....	38
3.3 Кинематическая схема поршневого компрессора.....	40
3.4 Конструкция поршневого компрессора .....	41
4.Понятие реверсивной нагрузки в поршневых компрессорах.....	41
4.1 Механика основных подвижных частей .....	42
4.2 Силы давления газа.....	42
4.3 Цилиндр двойного действия.....	43
4.4 Односторонняя нагрузка головки поршня .....	45
4.5 Односторонняя нагрузка конца коленчатого вала .....	45
4.6 Силы инерции поршневых деталей .....	46
4.7 Диаграмма динамической силы .....	46
4.8 Смазка в поршневых компрессорах.....	48
4.9 Несущая нагрузка на крейцкопф.....	49
5. Реверсивная нагрузка и области ее возникновения.....	52
5.1 Анализ реверсивной нагрузки .....	54
6. Экспериментальная часть.....	71
6.1 Применение ультразвука для контроля и мониторинга клапанов поршневого компрессора. ....	71
6.2 Применение разгрузочного гидравлического устройства.....	75

6.3 Регулировка производительности и нагрузки на шток путем установки регулятора мертвого пространства с электродвигателем.....	78
6.4 Применение эффекта безызносности в поршневом компрессоре .....	83
6.5 Установка, ремонт, техническое обслуживание.....	97
7. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение	100
8. Социальная ответственность .....	112
Заключение .....	125
Список использованных источников .....	126
Приложение А.....	129

## Введение

При работе компрессорной установки, а также агрегатов и машин, в которых имеются пары трения, детали машин нагружены динамическими, статическими нагрузками, подвержены растяжению, сжатию и тепловому воздействию, а также если присутствуют механизмы, которые принимают на себя реверсивную или нереверсивную нагрузку, то можно говорить о том, что в данных машинах и агрегатах имеет место износ поверхностей соприкосновения, их масляное голодание, чрезмерный нагрев, усталостное разрушение. Все эти последствия несут за собой появление высоких напряжений, остаточной деформации, изменении геометрии, разрушение и поломку деталей и, как следствие, выход из строя агрегата. Для того, чтобы агрегат выполнял свою работу бесперебойно и с минимальными остановками необходимо минимизировать и, по возможности, исключить воздействие тех нагрузок, которые бы подталкивали агрегат к останову и проведению капитального ремонта. Достичь этого можно на стадии проектирования, выполняя акустический, механический расчеты, балансируя динамическую часть, проводя анализ крутильных колебаний, а также необходимо учесть газовые силы, которые также могут нарушить работу компрессора действуя на механизмы и уменьшая полезное действие, создавая сопротивление движению механизмов. Например, правильно спроектированные клапана не дадут газу выйти из камеры нагнетания в камеру низкого давления у цилиндра с поршнем двойного действия и будет предотвращен фактор роста нагрузок от действия газовых сил, которые будут снижать эффективность работы агрегата в целом.

Проблема износа, разрушения и возникновения нагрузок, приводящих к необратимым последствиям, является актуальной по сей день для эксплуатирующего, обслуживающего и предприятия-изготовителя, потому что это ведет к убыткам средств, материалов и наносит ущерб персоналу и именно поэтому данная работа, в связи с актуальностью, будет посвящена этой теме.

В узле крейцкопфа имеет место реверсивная нагрузка, которая заключается в том, что палец крейцкопфа меняет свою опорную поверхность

(скользит по ней), а опорой служит крейцкопф. В данном случае возникает износ поверхностей трения, но они не так значительны по сравнению с тем случаем, когда возникает нереверсивная нагрузка.

Нереверсивная нагрузка - нагрузка, возникающая в узле соединения крейцкопфа, пальца крейцкопфа и шатуна за счет того, что по причине внутренних или внешних факторов палец крейцкопфа и крейцкопф остаются на одной поверхности соприкосновения в течение длительного времени. В результате возникновения данной нагрузки неизбежны такие последствия как: износ поверхностей соприкосновения, деформация и разрушение самих деталей, а также выход из строя компрессора.

Для предотвращения последствий, необходимы обоснованные решения.

Цель: исследование решений по предотвращению нереверсивной нагрузки.

Задачи:

1. Проанализировать реверсивную нагрузку в поршневом компрессоре;
2. Исследовать причины возникновения нереверсивной нагрузки;
3. Дать обоснования техническим предложениям по предотвращению нереверсивной нагрузки, а также предложить решения по уменьшению нагрузки на поверхности соприкосновения пальца и крейцкопфа, и уменьшения их износа как при нереверсивной нагрузки, так и при реверсивной.

## **1. Обзор литературы**

### **1.1 Аргументация о важности и необходимости применения поршневых компрессоров в современной нефтегазовой промышленности.**

#### **Газовые компрессорные станции**

Новые экологические законы требуют утилизации попутного нефтяного газа, кроме того, факельных газов, сбрасываемых с различных технологических циклов. Это оказалось той областью, где лучше всего использовать поршневые компрессоры. В настоящее время происходит реконструкция многих промышленных объектов нефтедобывающей отрасли. Старое оборудование заменяется по причине физического износа и морального устаревания. Перед службами эксплуатации встаёт весьма непростая задача в выборе нового оборудования. Необходимо, чтобы оборудование было современным, надёжным, энергетически эффективным. Часто вопрос из технической плоскости переходит в политическую, но, при учете политических аргументов, техническая сторона может существенно пострадать. Поэтому целесообразно рассматривать только техническую сторону, без чего решение вопроса закупки нового оборудования может оказаться долговременным и убыточным.

#### **ДКС для утилизации факельных газов на базе поршневых компрессоров с электроприводом**

В настоящее время весьма серьёзные санкции угрожают многим промышленным объектам, которые осуществляют сжигание на факелах технологических сбросов. Экологические квоты, допускающие сжигание газов на факелах, также являются предметом купли-продажи, но уже на межгосударственном уровне. В результате правительства тех государств, которые продали другим своё право «загрязнять окружающую среду», вводят строгие штрафные санкции против «своих» предприятий, выражающиеся не только в деньгах, но и в запрете наращивать производственные мощности без

решения экологического вопроса. В отличие от ПНГ, который легче переработать или использовать в качестве топливного, состав факельных газов может содержать в себе компоненты, обладающие агрессивным коррозионным воздействием на оборудование, а также высокой токсичностью. Таким, например, является сероводород. Для переработки факельных сбросов могут быть построены дорогостоящие технологические участки, что может оказаться нерентабельным для одного предприятия. В этом случае возможным решением может стать сбор факельных газов с нескольких предприятий на общую технологическую установку для переработки. Особенностью технологического процесса транспортировки, оказывается, в ряде случаев то, что газ сжижается при параметрах, соответствующих условиям подачи в трубопровод. В тех случаях, когда процесс утилизации газа представляет собой закачку в пласт, это может стать весьма полезным, поскольку позволяет использовать давление столба жидкости в скважине и тем самым сэкономить на компрессорных мощностях. В других случаях процесс сжижения может, наоборот, усложнить ситуацию, поскольку необходимо обеспечить стабильность фазового перехода, а его условия определяются не только внешними параметрами, но и изменениями состава газа. Кроме того, работа компрессорной станции утилизации факельного газа не должна нарушать работу основного технологического оборудования, с которого производятся сбросы на факел. Это означает, что необходимо держать постоянным давление на входе при изменениях производительности. Кроме всего этого, надо учитывать требования ПБ, определяющие допустимость проектных решений по данному объекту.

### **Проект ДКС для газов выветривания и дегидратации на базе поршневых компрессоров с газопоршневым приводом и его реализация**

Поршневые компрессоры с газопоршневым приводом широко применяются для транспорта газа (на небольших магистральных) и для



технологий его первичной переработки на месторождениях. Единичная мощность таких компрессорных установок бывает от 50 кВт до 6 МВт, и они могут иметь от одной до четырех ступеней сжатия (как правило). Топливом для газопоршневого двигателя обычно является перекачиваемый газ. Аппарат воздушного охлаждения комбинированный и может иметь как электропривод вентилятора, так и его привод от коленвала двигателя. Рассмотрим типовой пример компрессорной станции на базе таких компрессорных установок. Краткая характеристика проекта Дожимная компрессорная станция предназначена для компримирования газов выветривания и деэтанализации. Цель данного проекта – прекратить сжигание на факеле газов, выходящих с верхней части колонны деэтанализации и вернуть их обратно в технологический цикл. Для этого необходимо повысить давление газа до 8.0...8.5 МПа. Проект выполнен на базе трёх поршневых компрессорных установок WH 62 с приводом от моторов Caterpillar 3516, номинальной мощностью 850 кВт (при использовании в качестве топлива перекачиваемого газа). Компримирование производится в одну стадию с давления 2.5 МПа до давления 8.5 МПа при расчётной производительности 400 000 нм<sup>3</sup>/час (на каждую установку). Объект располагается в полярной зоне, в условиях вечной мерзлоты, что потребовало применения специальных решений по фундаментам (размещение оборудования на свайных ростверках). Компрессорные установки размещаются в общем помещении машинного зала, имеющего размеры 36 х 12 м. В пристройке к основному зданию (12 х 12 – двухэтажная) размещаются электрооборудование, бытовые помещения, операторная, станция воздуха КИП и А. У здания компрессорной размещаются комбинированные АВО (газа и жидкости системы охлаждения моторов).

### **ДКС попутного нефтяного газа в условиях Крайнего Севера**

#### **Краткая характеристика проекта**

Проектируемая компрессорная станция предназначена для компримирования попутного нефтяного газа. Режим работы оборудования – постоянный/периодический – зависит от режима общего технологического цикла нефтепромысла. Проектируемый объект располагается в районе Крайнего Севера. При работе оборудования происходят значительные тепловыделения (300 кВт), кроме того, по условиям эксплуатации объекта в технологическом комплексе промысла вокруг станции возможно образование повышенной загазованности, что может потребовать специальной организации воздухозабора для системы вентиляции. Это является особенностью данного проекта. Станция выполнена на базе интегрированных мотор-компрессоров «Аякс» (модели 2803 – 2 шт., 2804 – 1 шт., 2802 – 1 шт.), топливом для которых служит перекачиваемый газ. Компрессорное оборудование расположено в общем здании ДКС, размером 12 х 27 м. Аппараты воздушного охлаждения располагаются на площадке около здания. Здание легкосборное из сэндвич-панелей, имеет единое помещение, которое по взрывопожароопасности относится к категории «А», соответственно всё электрооборудование, располагаемое в здании, имеет взрывозащищённое исполнение. В архитектурных решениях по зданию предусмотрено остекление, выполняющее функции вышибных конструкций (согласно требованиям СНиП и ПБ). Проектом предусмотрена пристройка к зданию (категории «Д») для размещения вентиляционного и отопительного оборудования и контроллеров инженерных систем.

### **Компрессорная станция на базе поршневых компрессоров с электроприводом в составе технологического процесса глубокой переработки сухого отбензиненного газа**

Выше мы рассмотрели применение поршневых компрессоров с электроприводом для различных технологических процессов. Ещё одним вариантом их применения является технологический процесс низкотемпературной сепарации газа. Технологический процесс построен

аналогично процессам воздухоразделительных установок. Исходным сырьём является отбензиненный газ, из которого необходимо выделить товарные метан и этан и сбросить оставшийся азот. Компрессорная станция является частью технологического процесса. Исходя из параметров рабочего процесса, выбраны поршневые компрессоры на товарный метан и товарный этан. Рабочий процесс на установке практически однорежимный, но зависит от внешних условий. Регулирование компрессоров предусматривается с помощью байпасирования, которое может управляться по внешнему сигналу от общего контроллера технологического процесса. Помимо этого, предусматривается управление вентиляторами АВО компрессоров с целью поддержания стабильных температур технологического процесса. Компрессоры располагаются в легко сборном здании-укрытии, обеспечивающем условия их эксплуатации в соответствии с требованиями СНиП и ПБ, а также технологическим регламентом. Исполнение самих компрессорных установок также соответствует требованиям действующих ПБ. Постоянное присутствие обслуживающего персонала на ДКС не предусматривается.

## **2. Теория поршневых компрессоров**

### **2.1 Физические законы**

Свойства газа:

- текучая среда, способная смешиваться с другими компонентами в любом соотношении;
- сжимаемый и способный расширяться;
- не имеет собственной формы и полностью занимает объем, в котором находится;
- представляет собой газовую смесь, которая оказывает постоянное давление на стенки, одинаковое во всех направлениях.

### Закон Бойля-Мариотта

При постоянной температуре объем данного количества газа обратно пропорционален давлению.

$$P_1 V_1 = P_2 V_2$$

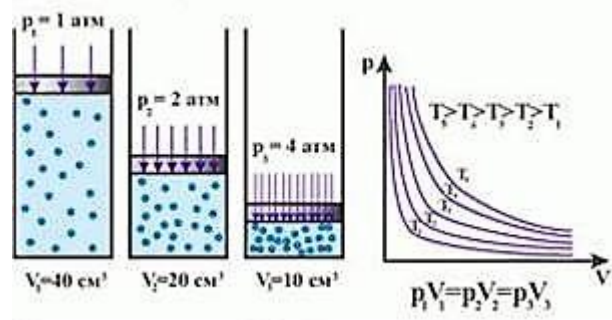


Рисунок 1 – изменение объема за счет изменения давления

В 17 веке Роберт Бойль обнаружил, что если температура остается постоянной, то объем, заполненный заданным количеством газа, изменяется обратно пропорционально его абсолютному давлению. Поэтому при уменьшении объема газа, его давление растет.

### Закон Гей-Люсака, Шарля

$$V_1/T_1 = V_2/T_2$$

$$P_1/T_1 = P_2/T_2$$

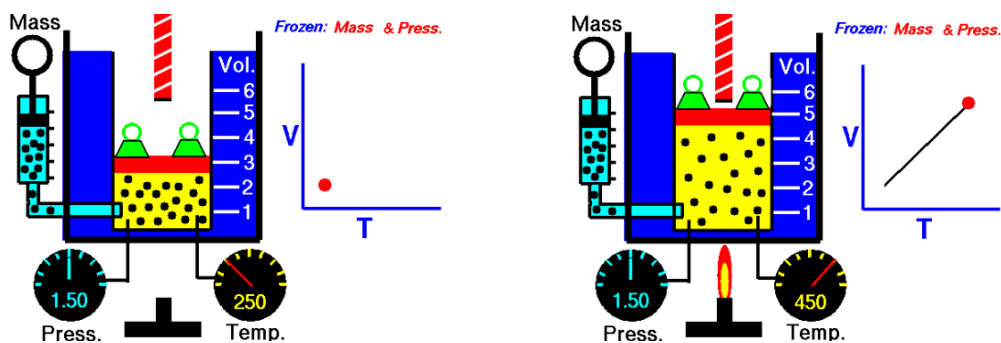


Рисунок 2 – изменение объема за счет изменения температуры

Сто лет спустя после того, как Роберт Бойль обнаружил зависимость между давлением газа и его объемом, Жозеф Луи Гей-Люссак открыл, что если давление остается постоянным, то объем газа увеличивается пропорционально с увеличением его температуры.

Жак Александр Сезар Шарль также обратил внимание во время своих экспериментов, что если объем, заполненный заданным количеством газа, остается постоянным, то давление газа изменяется пропорционально его температуре. Таким образом, с увеличением температуры газа его давление тоже увеличивается, если объем остается неизменным.

#### *Объединённый газовый закон*

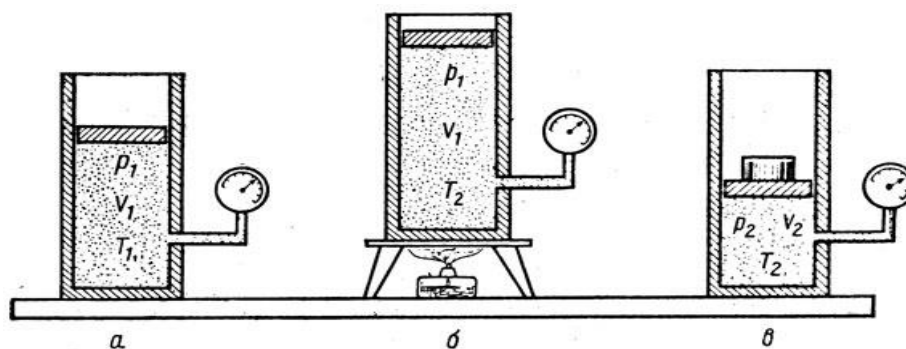


Рисунок 3 – зависимость трёх параметров

$$P_1 V_1 / T_1 = P_2 V_2 / T_2$$

Используя эту формулу, мы можем подставить известные значения в уравнение и получить одну любую неизвестную величину. Так как давление, объем и температура величины переменные, то изменение одной из них приводит к изменению как минимум одной из оставшихся.

Если температура или давление химического соединения меняется, то его физические свойства тоже меняются. Первые четыре соединения в серии углеводородов (метан, этан, пропан и бутан) являются газами при стандартных условиях (20°C и 1,013 Бар). Однако, газы могут быть превращены в жидкость путем увеличения давления или уменьшения температуры. Дальнейшее увеличение давления или уменьшение температуры в конце концов превратит жидкость в твердое вещество. Наглядный пример-лед. При нагреве лед превращается в жидкость, а затем в пар.

Если бы температура могла повышаться бесконечно, то, в конце концов, была бы достигнута точка, где давление не может быть использовано для

сжижения газа. Самая высокая температура, при которой газ может быть превращен в жидкость только путем увеличения давления, называется критической температурой газа. Давление, которое требуется для сжижения газа при его критической температуре, называется критическим давлением.

Если отношение между давлением и объемом постоянно, то температура системы остается постоянной [1].

## 2.2 Свойства газов

Процентное соотношение компонентов газа определяет свойства смеси.

При расчетах компрессоров используются:

- Относительная плотность,  $S.G$ ;
- Отношение удельных теплоемкостей,  $K$ ;
- Коэффициент сжимаемости,  $z$ .

Относительная плотность — это отношение молекулярной массы заданного газа к молекулярной массе сухого воздуха при стандартных условиях ( $20^{\circ}\text{C}$  и  $1,013$  Бар). Относительная плотность сухого чистого природного газа принимается равной  $0,65$ , если другое значение не задано.

Отношение удельных теплоемкостей (Показатель Адиабаты) — это отношение теплоемкости при постоянном давлении ( $C_p$ ) к теплоемкости при постоянном объеме ( $C_v$ ). Эта величина может значительно изменяться с изменением температуры и давления. Буквой  $k$  обозначают отношение теплоемкостей для изотропного процесса сжатия, который является полностью обратимым процессом без теплообмена. Буквой  $p$  обозначают отношение для реального сжатия, которое является политропным процессом, где происходит изменение характеристик и свойств газа, а также теплообмен. В отличие от изотропного процесса политропный не является обратимым процессом.

Коэффициент сжимаемости — это отношение объемов, которое показывает отклонение (как множитель) фактического объема от объема, который был определен с помощью объединенного газового закона. Если

коэффициент сжимаемости применяется в уравнении объединенного газового закона, то это уравнение становится законом реального газа.

$$P_1 V_1 / Z_1 T_1 = P_2 V_2 / Z_2 T_2$$

Природный газ является результатом разложения органических веществ и представляет собой смесь углеводородных газов и некоторых примесей.

Помимо состава газа необходимо принимать во внимание физические свойства газов.

Таблица 1 – список наиболее встречаемых газов – компонентов природного газа и их физические свойства.

Компоненты	Формула	Молярная масса, г/моль	Критические параметры		Относительная плотность (воздух =1,0)	Коэффициент, К Cp/Cv
			Температура, °C	Давление, атм		
Метан	CH <sub>4</sub>	16	190	46	0.554	1.308
Этан	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	30	305	49	1.038	1.192
Пропан	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	44	369	42	1.523	1.131
n-Бутан	n-C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	58	425	38	2.007	1.097
i-Бутан	i-C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	58	408	36	2.007	1.097
n-Пентан	n-C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	72	469	34	2.491	1.076
i-Пентан	i-C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	72	460	34	2.491	1.078
Гексан	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	86	506	30	2.975	1.063
Двуокись углерода	CO <sub>2</sub>	44	304	74	1.519	1.293
Сероводород	H <sub>2</sub> S	34	373	89	1.176	1.325
Азот	N <sub>2</sub>	28	126	34	0.967	1.400
Кислород	O <sub>2</sub>	32	154	50	1.105	1.346

Следует обратить внимание на критические температуры и давления каждого газа.

Нефтяной газ имеет более тяжелые углеводороды, а именно это пропан и бутан, изопропан и изопентан  $C_3+C_5$  и выше, а метана ( $CH_4$ ) в нефтяном газе меньше в отличие от природного газа с газовых месторождений, в котором метан занимает больший процент всего объема.

В смеси газов физические свойства каждого компонента будут влиять на поведение смеси в соответствии с их пропорцией в составе газа.

Относительная плотность газовой смеси может быть рассчитана путем умножения процентного содержания каждого компонента газовой смеси на относительную плотность этого компонента и суммирования этих результатов.

#### *Необходимые условия*

- Когда проводится расчет компрессора, или используются газовые законы, давление и температура должны быть представлены в абсолютных единицах.
- Поток газа обычно представлен в  $m^3$ , приведенных к стандартным или нормальным условиям.

Стандартные  $m^3$  - при  $20^\circ C$  и 1,013 Бар;

Нормальные  $m^3$  - при  $0^\circ C$  и 1,013 Бар.

*Абсолютное давление* является суммой атмосферного давления и манометрического давления. Сокращенно "PSIA" (Фунт/дюйм<sup>2</sup>, 1 атм. = 14,696 psia). Для большинства расчетов газовых компрессоров используется абсолютное давление.

*Абсолютная температура* — это температура, отсчитываемая от абсолютного нуля. Температура является результатом теплового движения молекул. Понятие абсолютной температуры было введено Кельвином и введенную им шкалу абсолютной температуры называют шкалой Кельвина, а единицу абсолютной температуры — Кельвином (K). Значение абсолютной температуры  $T$  связано с температурой по шкале Цельсия  $t$  соотношением:



$$t = T - 273,15 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Стандартный поток газа оценивается как метры кубические в час ( $\text{м}^3/\text{ч}$ ) при стандартных условиях 1 атмосфера и  $20^{\circ}\text{C}$  [2].

### 2.3 Характеристики цилиндра (PT, PV диаграммы)

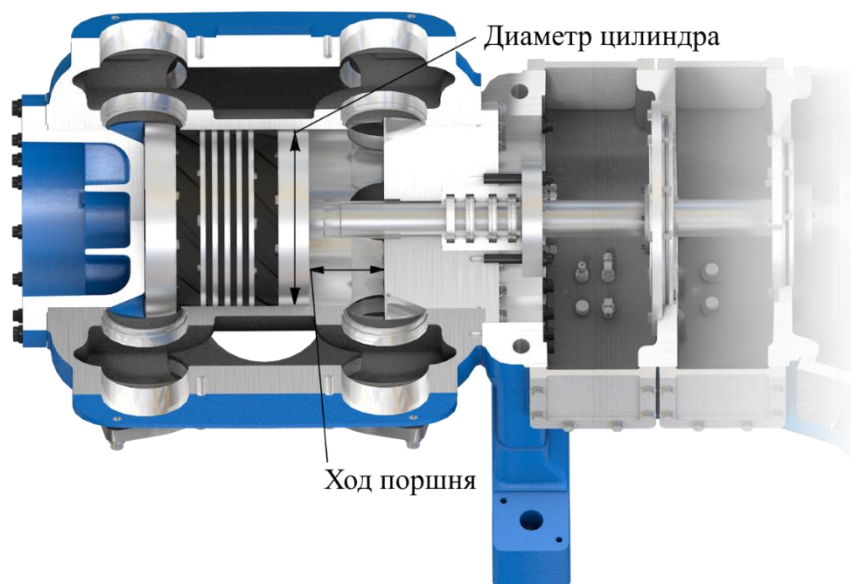


Рисунок 4— обозначение диаметра цилиндра и хода поршня

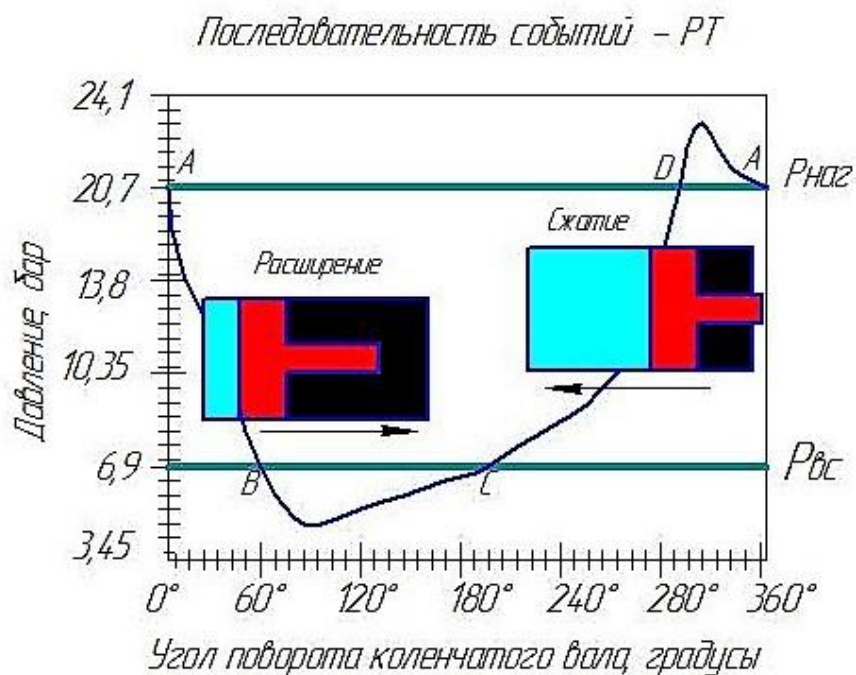


Рисунок 5 – P-T диаграмма (P-давление, T-время или угол поворота коленчатого вала)

Обозначения:

А. Закрытие клапана нагнетания.

В. Открытие клапана всасывания.

С. Закрытие клапана всасывания.

Д. Открытие клапана нагнетания.

Индикаторная диаграмма цилиндра компрессора является инструментом для определения неисправностей частей компрессора, пульсаций газа, проблем конструкции агрегата или неправильного подбора компрессора.

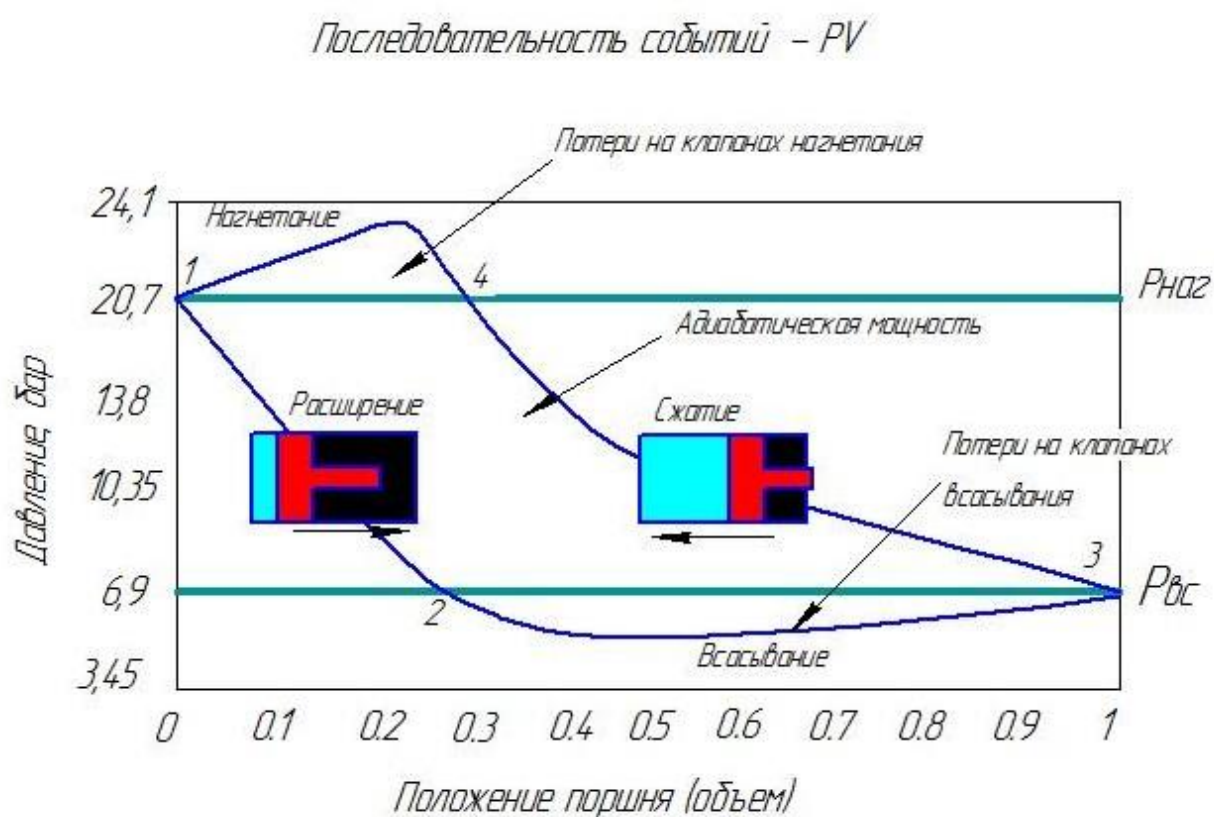


Рисунок 6 - PV диаграмма (P-давление, V-объем или ход поршня)

Обозначения:

1-2: Процесс расширения

2-3: Процесс всасывания

3-4: Процесс сжатия

4-1: Процесс нагнетания

Точка 1: Клапан нагнетания закрывается в момент, сразу перед тем, как поршень после остановки начинает двигаться в противоположную сторону.

Точка 2: Газ, который ранее занял пространство мертвого объема, начинает расширяться до давления всасывания. Всасывающий клапан открывается в тот момент, когда давление в цилиндре становится ниже давления всасывания и усилия пружин клапана.

Точка 3: Клапан всасывания закрывается в момент, когда поршень после остановки начинает двигаться в противоположную сторону.

Точка 4: Давление в цилиндре достигает давления нагнетания. Нагнетательный клапан открывается в тот момент, когда давление в цилиндре становится выше давления нагнетания и усилия пружин клапана [15].

## **2.4 Режимы работы клапанов**

Клапаны открываются и закрываются в результате изменения давления.

Поршень перемещается, сжимая газ до давления большего, чем давление в трубопроводе нагнетания. Клапан открывается в результате создаваемого перепада давлений. Далее, в конце хода поршня, давление в цилиндре падает и клапаны закрываются до того, как поршень начинает движение в обратную сторону.

В тоже время, с другой стороны поршня газ расширяется и давление в цилиндре падает ниже давления во всасывающем трубопроводе. Клапан открывается в результате создаваемого перепада давлений и в цилиндр поступает новая порция газа. Клапан закрывается перед изменением направления хода поршня.

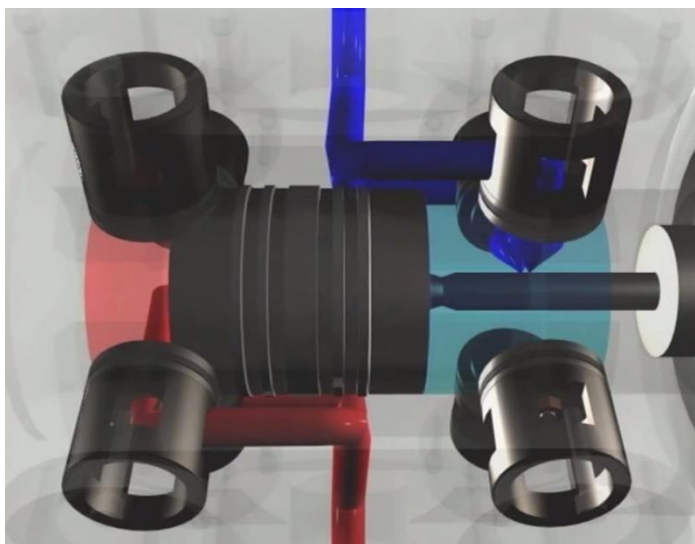


Рисунок 7 – движение газа в цилиндре по мере его сжатия

Рассмотрим процесс открытия/закрытия клапана:

Красным цветом указаны области, где газ находится под высоким давлением нагнетания, синим под низким давлением всасывания.

В каждом конкретном случае клапаны будут открываться/закрываться в разное время. Далее будет рассмотрен один из вариантов работы клапана.

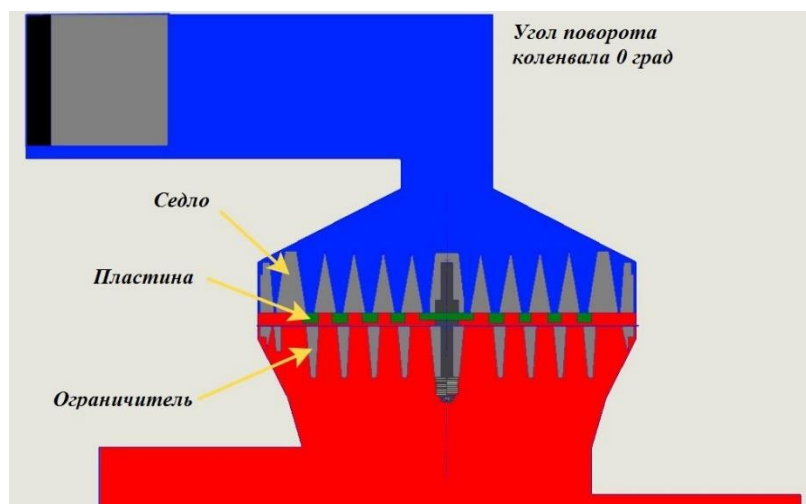


Рисунок 8 – узел нагнетательного клапана

На рисунке показан узел нагнетательного клапана в разрезе. В данной конструкции клапан имеет максимальное количество каналов для увеличения пропускной способности. Пластина находится в закрытом положении. В полости цилиндра давление всасывания, в газовых каналах – давление нагнетания, эти две полости разделены пластиной клапана [2].

Поршень начинает движение к «внутренней» мертвой точке, начинается цикл сжатия газа.

- Поршень переместился, угол поворота коленчатого вала 80 градусов.

Газ в цилиндре сжат до давления в трубопроводе нагнетания, таким образом, давление с обеих сторон пластины клапана стало одинаковым, но клапан все ещё закрыт. Из-за того, что пластина прижата к седлу, площадь, на которую действует давление газа со стороны полости цилиндра меньше площади со стороны трубопровода. Из-за этой разницы площадей на пластину действуют силы разной величины, и она остается в закрытом положении.

- Поршень переместился, угол поворота коленчатого вала 95 градусов.

Давление в полости цилиндра слегка превышает давление в линии нагнетания, сила, действующая на пластину, увеличивается и клапан открывается.

- Угол поворота коленчатого вала 100 градусов.

Стоит обратить внимание, что пластина открывается неравномерно из-за различной скорости движения газа, что создает разные усилия на разные стороны пластины.

- Угол поворота 110 градусов.

Давление со всех сторон пластины клапана выравнивается, и она принимает полностью открытое положение. Величина подъема пластины достаточно велика, чтобы максимально увеличить пропускную способность, но недостаточно велика, чтобы образовались высокие нагрузки при закрытии. Газ проходит через седло клапана, мимо пластины и через ограничитель.

Чем меньше сопротивление потоку газа, тем лучше (меньше требуемая мощность двигателя).

Можно видеть, что с обеих сторон пластины действует одинаковое давление (больше, чем давление в трубопроводе нагнетания).

- Поршень продолжает движение, угол поворота коленчатого вала 150 градусов.

В конце хода поршень замедляется и, соответственно, скорость газа и его количество уменьшаются.

По мере истечения газа из рабочей полости цилиндра, перепад давлений через клапан уменьшается. В некоторый момент сила, создаваемая перепадом давлений, становится меньше усилия пружин и пластина клапана начинает закрываться.

Из-за неравномерности потока, как объяснялось ранее, пластина прижимается к седлу только одной стороной.

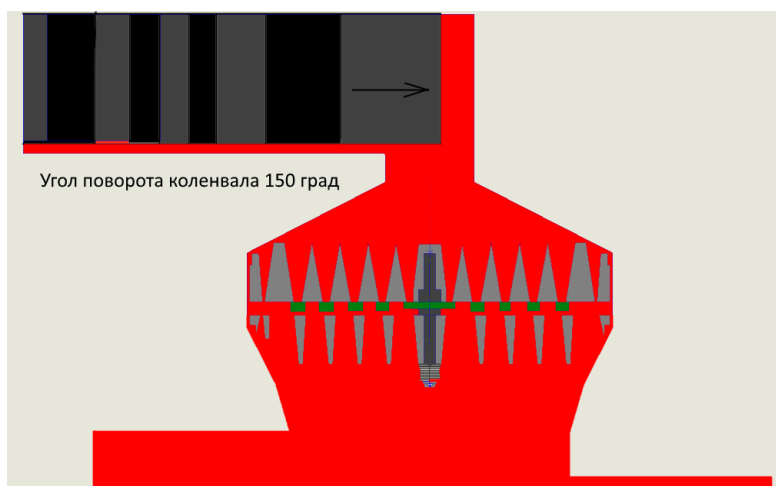


Рисунок 9 - узел нагнетательного клапана при повороте коленчатого вала 150°

- Угол поворота коленчатого вала 178 градусов.

Клапан полностью закрыт. Сила удара пластины о седло мала, т.к. перепад давлений незначителен. Но при позднем закрытии клапана сила удара может быть гораздо больше. При этом давление в цилиндре резко упадет ниже давления в трубопроводе нагнетания.

Нормальное закрытие клапана – при угле поворота коленчатого вала 160-180 градусов, но не позже.

При слишком большом подъеме пластины клапана не только увеличивается время его закрытия, но и возрастут силы удара пластины о

седло.

Цикл сжатия завершен. При закрытии клапана мы не увидели ни колебаний, ни вибраций пластины.

Теперь начинается цикл всасывания.

Поршень движется назад к «внешней» мертвой точке. Газ, оставшийся в мертвом пространстве, быстро расширяется и давление в цилиндре падает.

Дальнейшее падение давления в цилиндре ниже давления в трубопроводе всасывания вызывает открытие всасывающего клапана и в цилиндр поступает новая порция газа.

Цикл повторяется.

В компрессоре, работающем с частотой вращения 1500 об/мин, полный цикл в 360 градусов повторяется каждые 0,04 или  $1/25$  секунды, при этом клапан открывается и закрывается каждые 0,02 или  $1/50$  секунды [15].

## **2.5 Производительность компрессора и ее регулировка**

Следует выяснить, от чего зависит производительность компрессора.

- Мертвый объем

Влияние мертвого объема на производительность.

Мертвый объем – это объем в цилиндре, дополнительный к объему, вытесняемому поршнем.

- Собственный мертвый объем.
- Добавленный мертвый объем.

Мертвым объемом называют пространство внутри цилиндра, где может скапливаться газ во время хода поршня. Это пространство, заполненное газом, вносит свой вклад в процесс расширения и влияет на производительность компрессора.

Мертвый объем включает в себя:

- пространство между клапаном и зеркалом цилиндра;
- пространство между поршнем и крышкой цилиндра;
- пространство между внутренним диаметром цилиндра и внешним диаметром поршня, начиная со стороны крышки и заканчивая поршневыми кольцами.

Собственный объем мертвого пространства со стороны вала компрессора идентичен собственному объему со стороны крышки цилиндра за исключением следующих факторов:

- Пространство, занимаемое штоком поршня, уменьшает рабочий объем со стороны вала компрессора;
- Дополнительный объем располагается вокруг штока поршня и доходит до уплотнительных колец сальника.

Добавленный объем мертвого пространства.

«Добавленное мертвое пространство» регулируется оператором с помощью штурвала.

Регуляторы производительности



Рисунок 10 – штурвал для регулировки производительности

Регуляторы производительности переменного объема (РППО) регулируются вручную/ и их положение можно менять во время работы компрессора. Действия по регулировке РППО для оптимальной работы компрессора:



- Ослабить фиксирующую рукоятку;
- Провернуть регулировочный маховик по часовой стрелке, чтобы уменьшить добавленный мертвый объем, или против часовой стрелки, чтобы увеличить его;
- Затянуть фиксирующую рукоятку [2].

#### *Коэффициент производительности*

Коэффициент производительности (КП) равен отношению поданного цилиндром объема газа, приведенного к условиям всасывания, к рабочему объему цилиндра.

- Отражает эффективность использования рабочего объема цилиндра;
- Зависит, в основном, от мертвого объема и степени повышения давления, а также от подогрева газа, дросселирования и не герметичности.

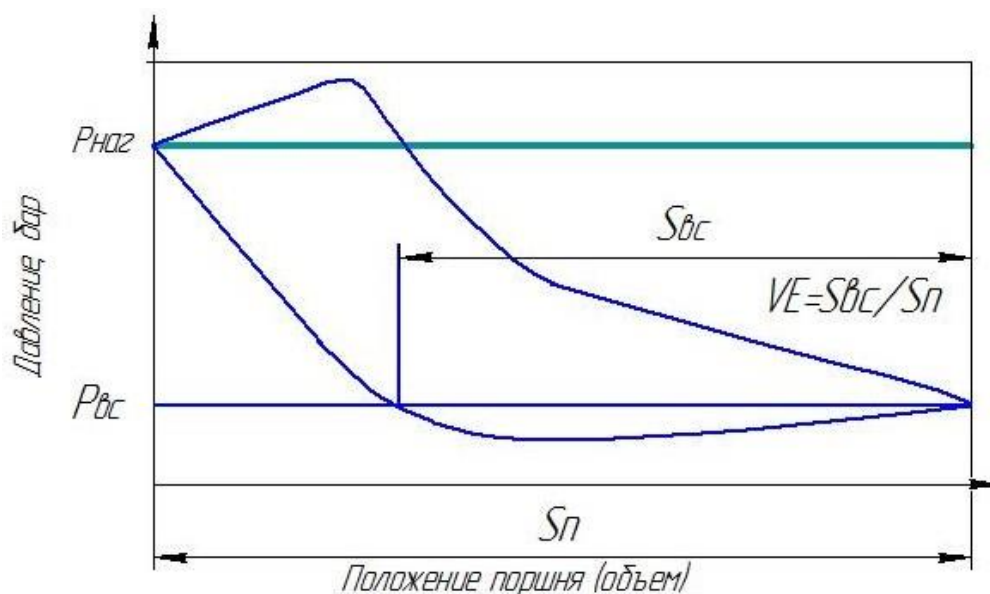


Рисунок 11 – коэффициент производительности VE

Большинство зарубежных фирм называют описанный выше коэффициент производительности объемным коэффициентом –Volumetric Efficiency (VE) и определяют его по полуэмпирическим формулам. VE можно определить из диаграммы P-V, приведенной выше [5].

Определение  $VE$  как отношение фактически поданного цилиндром количества (объема) газа, приведенного к условиям всасывания, к рабочему (описываемому) объему цилиндра. На диаграмме  $PV$  объемный коэффициент  $VE$  — это отношение ширины диаграммы в месте пересечения ее горизонтальной линией давления всасывания к общей длине диаграммы (ходу поршня).

За условия всасывания принимают  $P$  и  $T$  на входе во фланец всасывания; отношение абсолютных давлений на входе фланцев нагнетания и всасывания равно степени повышения давления (СПД)  $CR = P_d / P_s$ .

Добавление мертвого объема дает следующий эффект:

- Увеличивается период процесса расширения;
- Уменьшается время нахождения в открытом положении всех клапанов;
- Уменьшается коэффициент производительности и подача газа цилиндром;
- Уменьшается потребляемая мощность.

## 2.6 Устройство компрессорной установки и компрессора

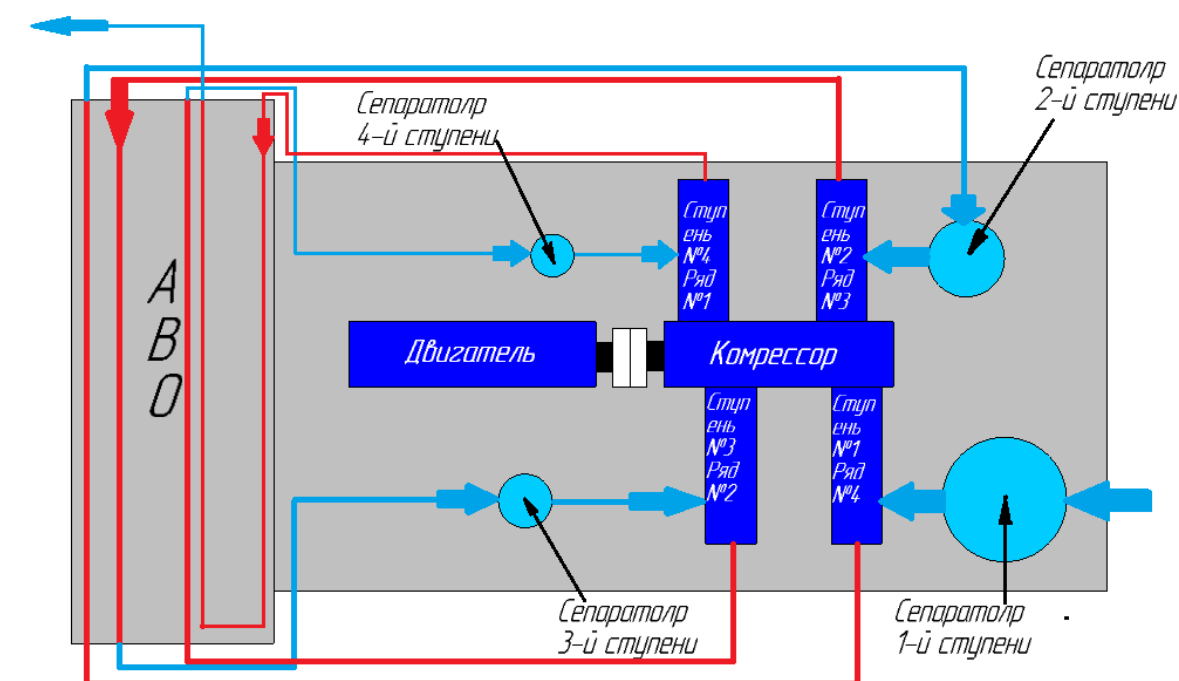


Рисунок 12 – схема работы компрессорной установки

Схема типичного компрессорного агрегата:

<b>Основные компоненты</b>	<b>Остальные компоненты, не указанные на схеме</b>
Рама агрегата	Предохранительный клапан для каждой ступени
Привод	Клапан продувки
Компрессор	Панель управления
АВО	Буферные емкости
Сепаратор для каждой ступени	Маслосистема
	Охлаждение маслосистемы
	Измерительная аппаратура
	Предохранительный клапан для каждой ступени

### **Принцип работы:**

Газ по технологическим трубопроводам поступает на компрессорную станцию, а именно на сепаратор первой ступени, очищается от механических примесей, воды и проходит на первую ступень, где дожимается до определенного давления и выходит на охлаждение в аппарат воздушного охлаждения, в процессе охлаждения газа в нем выпадает капельная жидкость, которую отбивает демистер в во втором сепараторе. Данный сепаратор имеет спираль либо тангенциальный с отбойником (перегородкой), в результате чего газ испытывает завихрение, и капельная жидкость выпадает в днище сосуда, а газ, прошедший через демистер, идет на вход второй ступени сжатия, сжимается и снова попадает на АВО, далее газ проходит на сепаратор 3-й ступени, где также очищается, затем идет на сжатие на третью ступень и выходит на АВО. Дальше по такому же принципу газ попадает на сепаратор четвертой ступени, очищается, сжимается на последней ступени, охлаждается на АВО и транспортируется в требуемое местоположение.

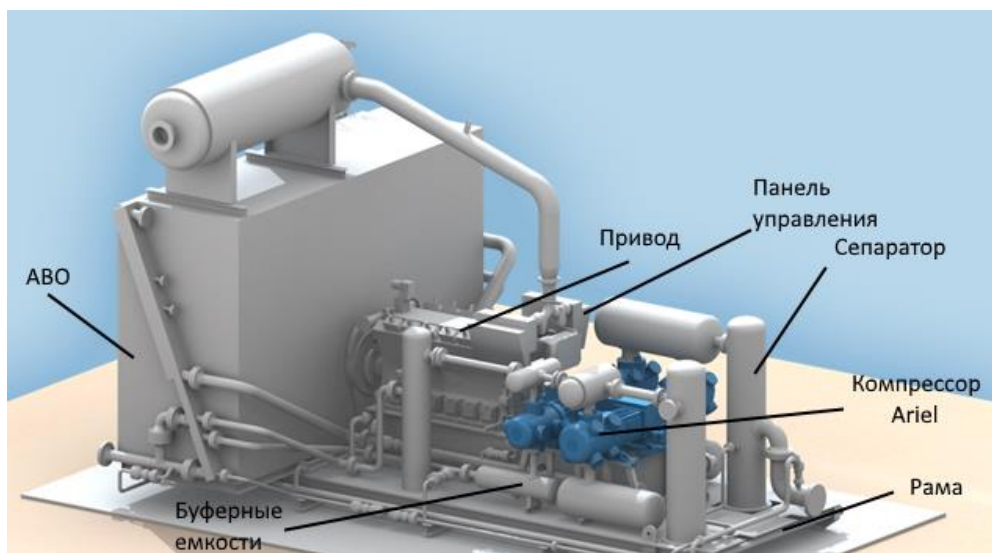


Рисунок 13 – компрессорный агрегат

### *Ступени сжатия*

Ступенью сжатия может быть один цилиндр или несколько цилиндров, соединенных параллельно. Цилиндры могут быть соединены последовательно для осуществления многоступенчатого сжатия.

Сепаратор и предохранительный клапан обязательны на входе в каждую ступень сжатия.

Во время сжатия давление и температура газа будут повышаться согласно объединенному газовому закону [14].

$$P_1 V_1 / T_1 = P_2 V_2 / T_2 \quad (4)$$

Ступень сжатия ограничена максимально допустимой рабочей температурой и максимально допустимыми нагрузками на шток.

Аппарат охлаждения газа используется после каждой ступени сжатия газа.

### **Рама агрегата**

Функции рамы агрегата:

- служить опорой основного и вспомогательного оборудования;
- воспринимать, передавать и равномерно распределять вибрационные силы от основного и вспомогательного оборудования на фундамент;
- обеспечивать жесткость между приводом и компрессором;

- допускать подъем и перемещение агрегата. Каждый элемент КУ имеет свою частоту свободных колебаний которая зависит от его массы и жесткости. Если частота свободных колебаний системы элементов находится в пределах или кратна двум от частоты вращения вала КУ, то возникает резонанс. Задача конструкторов обеспечить частоту свободных колебаний рамы КУ меньше 0,8 или больше 2,4 раз от максимальной частоты вращения вала КУ.



Рисунок 14 – установка частей компрессора на раму

### **3.Объект и методы исследования**

#### **3.1 Объект исследования: поршневой крейцкопфный компрессор**

В качестве объекта исследования принимается поршневой оппозитный компрессор отечественного производства ДКУ-3-01.000, произведенный предприятием ООО «Компрессор Газ».

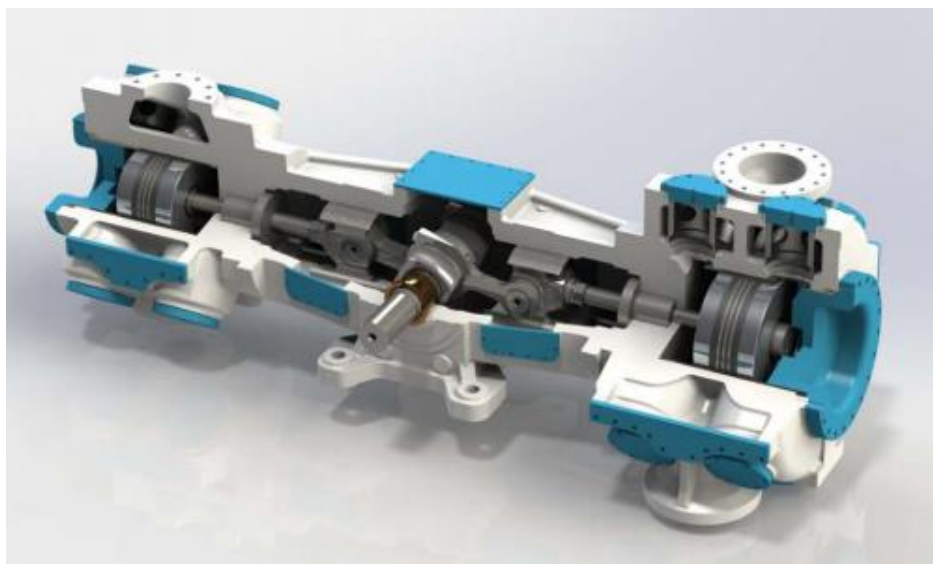


Рисунок 15 - оппозитный горизонтальный компрессор ДКУ-3-01.000

### **3.2 Современна проблема в области производства поршневых компрессоров**

Данная компания занимается импортозамещением иностранных поршневых компрессоров на отечественные. Хотя работа, проблемы исследования, технические решения не будут приурочены именно для данного компрессора, т.к. принцип работы и составные части имеют сходства, как и у иностранных производителей, так и у отечественных, имея лишь свои особенности и тонкости во вспомогательных системах, клапанах. Большинство разработчиков имеют однотипные конструкции, хотя развитие в плане модернизации поршневых компрессоров имеет место быть. Но почему же изменения не столь грандиозны и решительны? Аргументом может служить то, что производители хотят видеть стабильность, а не резонансы, ведь применив какое-либо изменение в конструкции можно ожидать итог разного характера, ведь какое-либо глобальное изменение должно «прирабатываться» в течении длительного времени и дорабатываться в процессе эксплуатации, т.к. условия работы везде различны и параметры соответственно. Поэтому производители меняют и экспериментируют лишь в тех системах, которые не требуют реконструкции на предприятии-изготовителе, а также в тех, которые не повлекут за собой большие риски.

Также аргументом может служить «не оригинальность». Пояснить это очень просто. Производство под копирку имеет место в данной сфере – однозначно. Еще одним аргументом является отсутствие лабораторных баз, стендов, оборудования для того, чтобы проводить эксперименты, выполнять лабораторные работы, приуроченные к совершенствованию различных конструкций и на основе экспериментов создавать эффективные полезные модели. Поэтому данная работа может быть посвящена всем существующим поршневым компрессорам.

Примером оригинального решения и оригинальной конструкции поршневого компрессора может служить данная иллюстрация:

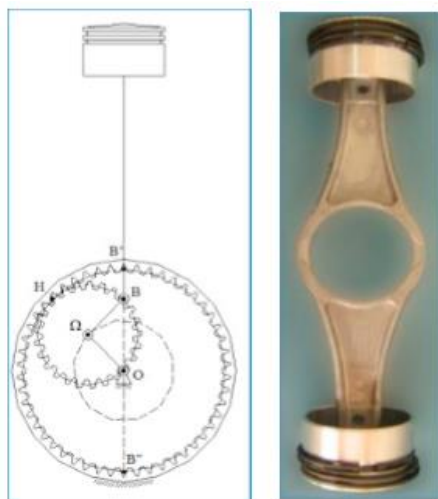


Рисунок 16 - прототип поршневого компрессора, на основе планетарной передачи.

Чтобы выяснить применимость данной модели необходимо провести исследование.

Таблица 2 - технические характеристики

Тип	Исп. 1	Исп. 2
Количество цилиндров	2	4
Диапазон мощности, кВт	75 ÷ 440	180 ÷ 860
Диапазон частоты вращения, об/мин	800 ÷ 1800	800 ÷ 1800

Ширина (А) для версии «Нефть-газ», мм	3100	3100
Ширина (А) для версии «СПГ»	2350	2350
Длина, мм	860 (С)	1980 (D)
Давление на входе, МПа	0,03 ÷ 7,00	0,03 ÷ 7,00
Давление на выходе, МПа	30,0	30,0
Производительность (*), м3 /ч	465 ÷ 5500	830 ÷ 11000
Потребляемая мощность (*), кВт	144 ÷ 335	288 ÷ 770

(\*) При давлении нагнетания 25,0 МПа и частоте вращения 1500 об/мин

### 3.3 Кинематическая схема поршневого компрессора

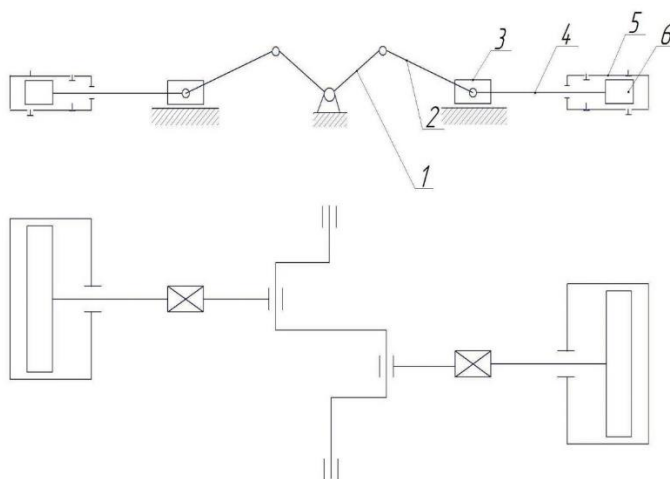


Рисунок 17 – кинематическая схема

1-кривошип;      2-шатун;    3-ползун(крейцкопф); 4-шток;  
5-цилиндр с клапанами;      6-поршень.





Рисунок 18 – основные узлы поршневого компрессора

### 3.4 Конструкция поршневого компрессора

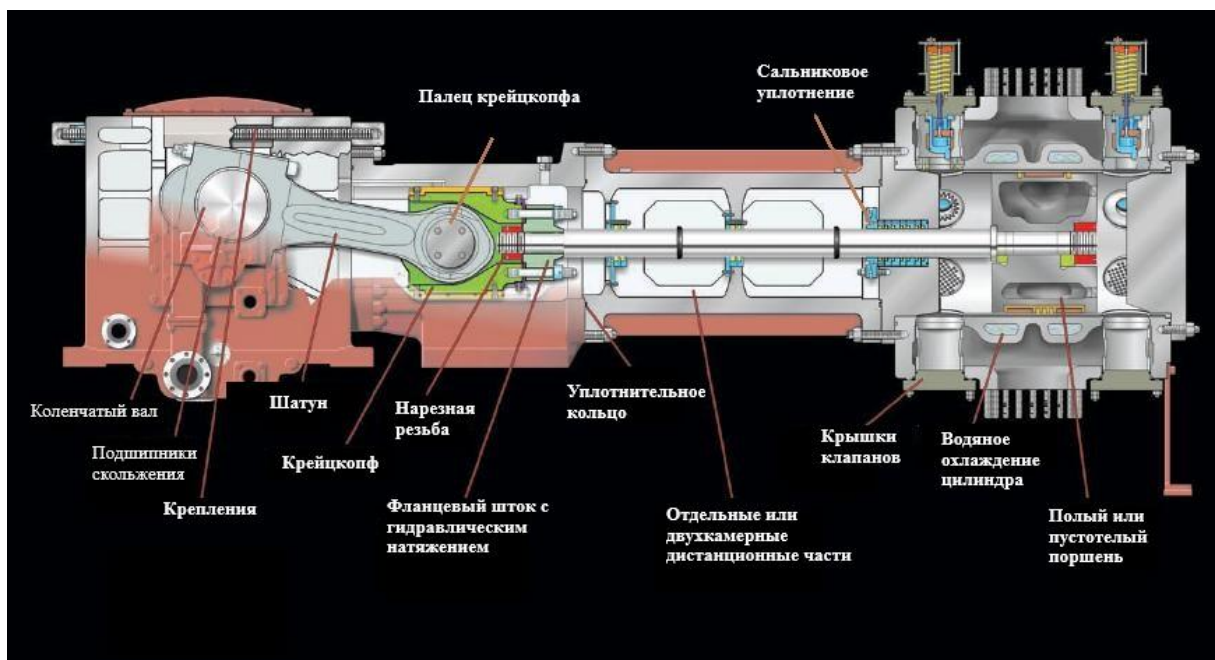


Рисунок 19 – конструкция поршневого компрессора

### 4. Понятие реверсивной нагрузки в поршневых компрессорах

Каждый компрессор имеет ограничения по скорости и нагрузке. В первую очередь, несущая способность рамы компрессора включает в себя мощность и нагрузку на шток. Технические характеристики по нагрузке на шток указывают оператору компрессорной установки в качестве пределов статических, инерционных и динамических нагрузок, которым подвергаются коленчатый вал, шатун, рама, шток поршня, поверхности болтов и

подшипников. Эти знания и то, как они применяются, могут определять разницу между временем простоя и временем работы.

#### **4.1 Механика основных подвижных частей**

Силы, действующие на основные подвижные части компрессора: силы давления газа, силы инерции деталей с возвратно-поступательным движением, динамические силы деталей с возвратно-поступательным движением и центробежные силы вращающихся деталей. Все силы, кроме центробежных сил, будут отмечены в данном материале. Силы давления газа - основные силы, но инерция, динамические и центробежные силы становятся значительными на более высоких скоростях. Давление газа и силы инерции приводят к суммарной силе, действующей на поршень. Конечный результат - сила вдоль шатуна, которая зависит от усилия поворота или крутящего момента на коленчатом вале.

Типичный цилиндр компрессора двойного действия показан на рисунке 19. Нагрузки (силы), которые обычно вызывают беспокойство, включают в себя нагрузки на шток поршня, шатун нагружает палец крейцкопфа, нагрузка передается на крейцкопф, и рамка становится нагруженной. Поскольку коленчатый вал подвергается одному обороту, все эти нагрузки изменяются от минимального до максимальные значения. Нагрузки генерируются как газовыми силами, так и силами инерции, как описано ниже [23].

#### **4.2 Силы давления газа**

Сжимаемый газ оказывает давление на поршень и действует вдоль оси цилиндра. Общая нагрузка определяется простым умножением давления на площадь поршня. Если поршень двустороннего действия, необходимо взять алгебраическую сумму нагрузок на головку поршня и конец кривошипа. Статическая нагрузка на шток — это сила, действующая на поршень, шток поршня и подшипники во время цикла сжатия, которая определяется путем умножения разницы между давлением на входе и выходе на площадь

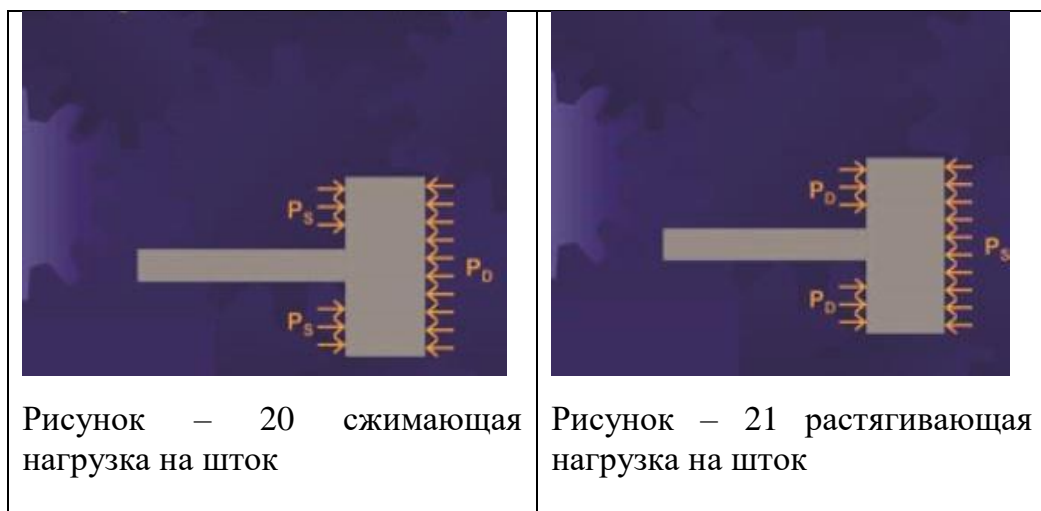
поверхности поршня. Совокупное влияние статических и инерционных нагрузок называется динамической нагрузкой на шток. В общем, статический расчет нагрузки достаточен при определении размеров компрессора, если не задействованы довольно большие поршни при максимальной скорости и / или низких коэффициентах сжатия. Инерционная нагрузка также становится важной при очень высоких скоростях с небольшим перепадом давления или вообще без него [23].

### 4.3 Цилиндр двойного действия

В случае поршней двойного действия существуют два статических фактора нагрузки: нагрузка сжатия и нагрузка растяжения.

Сжимающая нагрузка — это расчетная нагрузка на шток поршня при движении поршня к головке цилиндра. Компрессионная нагрузка имеет тенденцию к изгибу штока поршня, как показано на рисунке 16.

Нагрузка на растяжение — это расчетная нагрузка на поршень, когда поршень движется по направлению к коленчатому валу. Растягивающая нагрузка имеет тенденцию растягивать шток поршня, как показано на рисунке 17. Растягивающая нагрузка обычно меньше, чем нагрузка сжатия, потому что площадь поршня уменьшается за счет площади, занимаемой штоком поршня.



Посмотрим более подробно на газовую нагрузку, когда компрессор имеет поршень двойного действия. Когда поршень находится в верхней мертвой точке (сторона крышки цилиндра), газ выпущен из нагнетательного клапана со стороны головки поршня, и всасывающие клапаны закрыты. Головка поршня воспринимает давление нагнетания. Конец кривошипа поршня воспринимает давление всасывания, поскольку всасывающие клапаны только что закрылись на конце кривошипа. Эффективная газовая нагрузка в этот момент находится в состоянии сжатия.

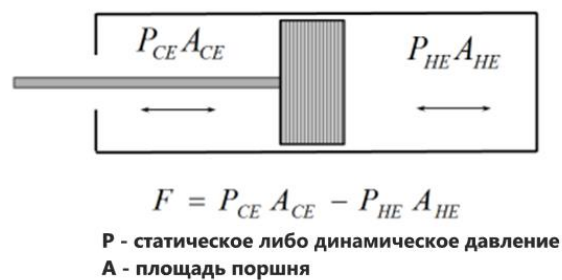


Рисунок 22 – нагрузки на поршень

$$F_{\text{растяжения}} = (P_{\text{нагнетания}} \times A_{CE}) - (P_{\text{всасывания}} \times A_{HE}); \quad (1)$$

$$F_{\text{сжатия}} = (P_{\text{нагнетания}} \times A_{HE}) - (P_{\text{всасывания}} \times A_{CE}). \quad (2)$$

Когда тот же поршень находится в нижней мертвой точке, сторона головки поршня воспринимает давление всасывания, в то время как конец кривошипа воспринимает давление нагнетания. В этот момент эффективная газовая нагрузка изменяется от сжатия к растяжению на протяжении всего цикла [23].

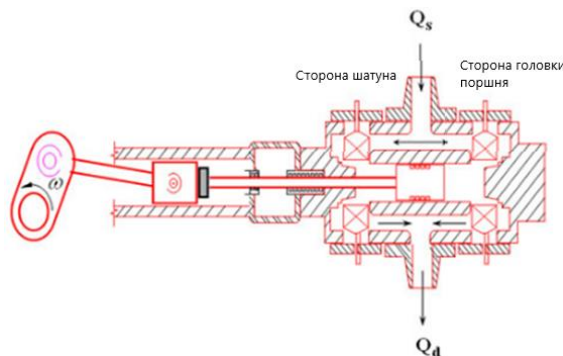


Рисунок 23 – Цилиндр двойного действия

#### **4.4 Односторонняя нагрузка головки поршня**

Этот вариант нагрузки является простым вариантом для контроля производительности. В этом варианте всасывающие клапаны снимаются со стороны коленчатого вала, а головная часть компрессора выполняет работу. Когда поршень находится в верхней мертвой точке, давление на стороне головки поршня находится на уровне давления нагнетания, в то время как конец кривошипа видит давление всасывания. Эффективная газовая нагрузка находится в сжатии. Но когда поршень находится в нижней мертвой точке, обе стороны поршня испытывают усилия от давления всасывания. Так как площадь конца поршня больше, чем площадь конца коленчатого вала, эффективная сила газа находится в сжатии. Во время работы головки одностороннего действия статическая газовая нагрузка будет направлена на сжатие на протяжении всего цикла [23].

#### **4.5 Односторонняя нагрузка конца коленчатого вала**

Эта опция нагрузки также является функцией контроля производительности. В этом варианте всасывающие клапаны снимаются со стороны крышки цилиндра, а кривошипный конец компрессора выполняет всю работу. Когда поршень находится в верхней мертвой точке, обе стороны поршня воспринимают давление всасывания. Поскольку площадь конца поршня больше, чем площадь конца со стороны коленчатого вала, наиболее эффективная газовая сила будет при сжатии. Когда поршень находится в нижней мертвой точке, сторона головки поршня воспринимает давление всасывания, в то время как конец кривошипа воспринимает давление нагнетания. В этот момент эффективная газовая нагрузка находится в области растяжения. Во время одностороннего действия на конце кривошипа статическая газовая нагрузка будет при сжатии и растяжении, но при растяжении нагрузка будет выше, чем при сжатии. В этом случае нагрузки зазор обеспечивается сложнее. Эти три варианта нагрузки важны, и мы будем ссылаться на них [23].

## **4.6 Силы инерции поршневых деталей**

В компрессорах двойного действия возвратно-поступательными частями будут поршень, шток поршня, узел крейцкопфа, палец крейцкопфа и часть шатуна. Часть шатуна, которая, как предполагается, совершает возвратно-поступательное движение, определяется путем взвешивания поперечного конца крейцкопфа шатуна, когда шток поддерживается в горизонтальном положении на направляющих крейцкопфа, расположенных в центральной линии подшипников. Обычно треть шатуна совершает возвратно-поступательное движение.

Поскольку сила равна массе, умноженной на ускорение, сила инерции от возвратно-поступательных частей любого заданного положения кривошипа, угла или поршня рассчитывается по формуле (5).

### **Инерционная нагрузка на шток**

Инерционная нагрузка на шток пропорциональна квадрату скорости сжатия. Этот вид нагрузки на шток уменьшается быстрее, чем уменьшается скорость [23].

## **4.7 Диаграмма динамической силы**

При анализе сил в компрессоре обычно удобно построить диаграмму динамической силы или нагрузки на поршень. Это диаграмма зависимости силы от угла поворота коленчатого вала, длина которой равна одному циклу сжатия. Силы, действующие на коленчатый вал, обычно изображаются как положительные, и наоборот. Силы давления газа показаны на диаграмме индикатора. Индикаторные диаграммы построены на шкале объема давления, и будет необходимо преобразовать шкалу объема в углы поворота коленчатого вала. Чистая нагрузка на поршень может быть определена и нанесена на график. При работе с поршнями двойного действия строиться кривая газовой нагрузки со стороны коленчатого вала, а также кривая для стороны головки

поршня. Тот же результат можно получить, совместив диаграммы индикатора со стороны коленчатого вала и головки поршня. (см. Рис. 19,20).

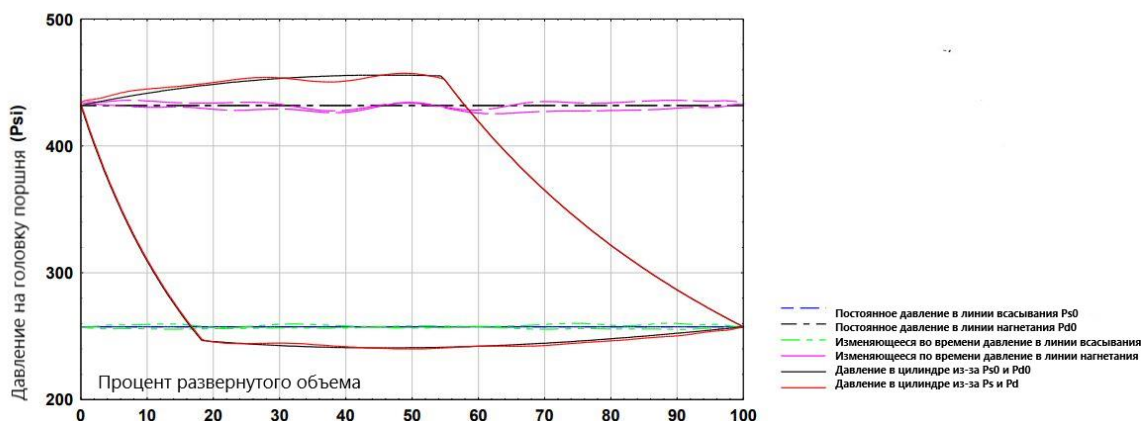


Рисунок 24 – кривая зависимости объема от давления, компрессор 360 об / мин, со стороны коленчатого вала.

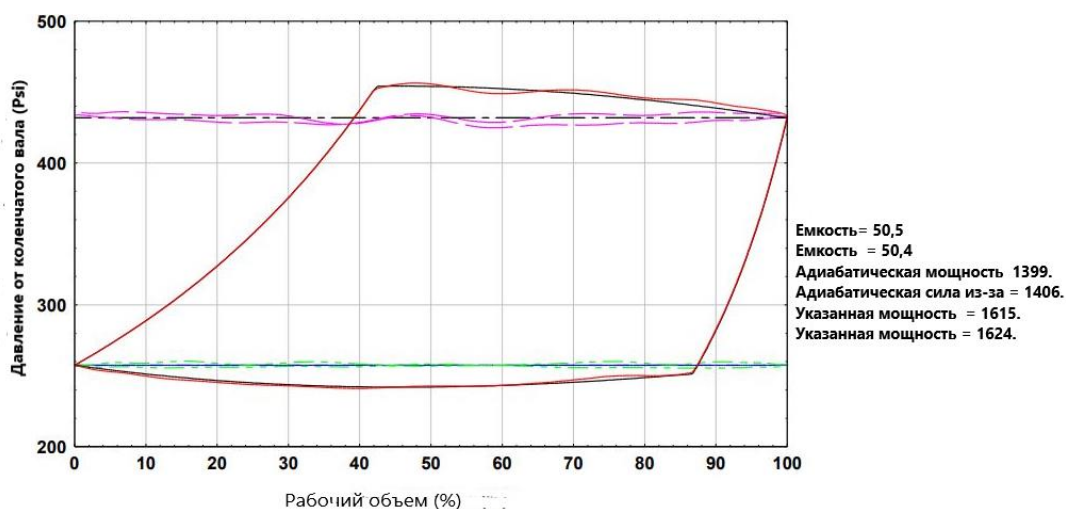


Рисунок 25 – кривая зависимости объема от давления, со стороны головки поршня.

Возвратно-поступательные силы инерции рассчитываются по формуле. (5) и вычерчиваются. Суммарная сила, действующая вдоль оси цилиндра, является алгебраическим суммированием давления газа и силы инерции. Совокупное влияние статической и инерционной нагрузки называется динамической нагрузкой на шток (см. рис 21). В общем случае при

определении размера компрессора достаточно расчета статической нагрузки, если только не используются достаточно большие поршни на максимальной скорости и / или не используются низкие коэффициенты сжатия. Инерционная нагрузка становится важной при очень высоких скоростях с небольшим перепадом давления или вообще без него [23].

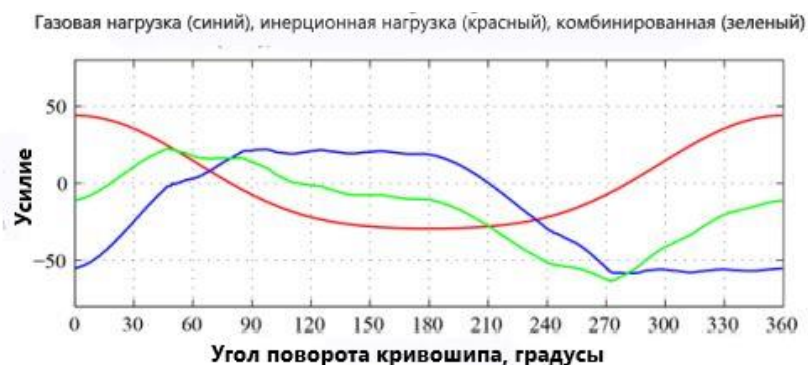


Рисунок 26 –нагрузки в поршневом компрессоре



Рисунок 27 – кинематическая схема

#### 4.8 Смазка в поршневых компрессорах

Смазка в поршневых компрессорах имеет первостепенное значение. Рама компрессора имеет три основных требования к смазке – коренные подшипники, подшипники коленчатого вала и каналы крейцкопфа. Масло проходит через эти точки последовательно: от коренного подшипника через канал в коленчатом валу к подшипнику шатуна, затем из подшипника шатуна через просверленное отверстие в соединительном штоке к пальцу крейцкопфа. Вкладыши крейцкопфа и направляющие крейцкопфа являются последними точками смазки. Смазка вкладышей крейцкопфа очень важна.



## **Типичная система смазки рамы**

Основные компоненты системы смазки рамы включают в себя:

1. Масляный поддон картера (емкость от 7,5 до 800 литров)
2. Сетчатый фильтр с 40 отверстиями
3. Насос (шестеренного типа)
4. Охладитель масла (термостатический клапан)
5. Масляный фильтр (Spinon или Nugent)
6. Концевой блок масляной галереи (под насосом)
7. Трубка масляной галереи
8. Отверстия просверлены в трубке масляной галереи для смазки главных подшипников.
9. Отверстия в боковой части рамы
10. Внешние масляные трубки к крейцкопфу

## **4.9 Несущая нагрузка на крейцкопф**

Поршневая сила прикладывается в направлении вдоль оси цилиндра. Плоскопараллельное движение шатуна приводит к тому, что суммарное усилие разделяется на компоненты: одно создает радиальное усилие крейцкопфа относительно направляющих, а другое действует вдоль оси шатуна. Нагрузка на поверхность пальца крейцкопфа зависит от давления газа в цилиндре и силы инерции возвратно-поступательных частей. Обе эти силы - давление газа и сила инерции - действуют вдоль оси цилиндра, но нагрузка на палец крейцкопфа всегда находится в направлении центральной линии шатуна. Исходя из алгебраической суммы давления газа и сил инерции, принято считать нагрузку на палец крейцкопфа. Обратим внимание на динамическую нагрузку поршня в цилиндрах двойного действия.

Эффективная динамическая нагрузка на шток поршня меняет направление от сжатия к растяжению. Это изменение в направлении движения позволяет обеспечить зазор между втулкой крейцкопфа и пальцем крейцкопфа в области смазки. Аналогично, при нагрузке на конец кривошипа поршня одностороннего действия направление нагрузки вдоль оси цилиндра изменяется. Напротив, при торцевой нагрузке одностороннего действия динамическая нагрузка на шток поршня в течение всего цикла находится в состоянии сжатия. Этот вид нагрузки блокирует смазку пальца крейцкопфа.

Такое отсутствие изменения направления динамической нагрузки на шток поршня приводит к тому, что втулка крейцкопфа изнашивается, и между втулкой крейцкопфа и пальцем крейцкопфа образуется чрезмерный нагрев. Нагрев приводит к заклиниванию пальца с крейцкопфом, что приводит к серьезному отказу, как показано на рисунках 23,24.

Данное отсутствие изменения направления называется отсутствием реверса в поршневых компрессорах, а именно возникновение нереверсивной нагрузки. Поэтому очень важно контролировать отсутствие реверса. Производители компрессоров имеют свои собственные минимальные требования, касающиеся данного вопроса. Предприятию необходимо проконсультироваться с заводом-изготовителем компрессора относительно того, на каком конце цилиндра можно безопасно разгрузить/загрузить компрессор, а также обратить внимание на минимальную и максимальную частоту вращения, при которой компрессор будет работать безопасно. Газовая и инерционная нагрузка играют важную роль в динамической и реверсивной нагрузке.



Рисунок 28— поврежденный крейцкопф при нереверсивной нагрузке



Рисунок 29— поврежденный палец при нереверсивной нагрузке

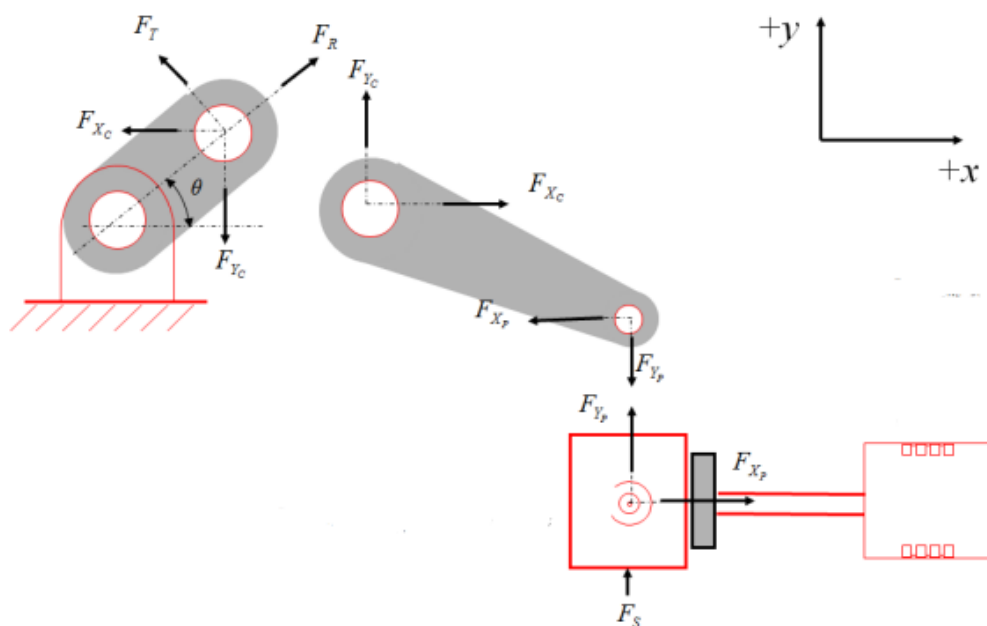


Рисунок 30 – силы, действующие на палец крейцкопфа

A - ускорение	$S = r + l - r\cos\theta - l\cos\varphi;$	(1)
г - гравитационная сила	$S = r \left[ (1 - \cos\theta) + \frac{r}{4l(1 - \cos 2\theta)} \right];$	(2)
l - длина шатуна	$V = \frac{2\pi nr}{60 \times 12} \left( \sin\theta + \frac{r}{2l} \sin 2\theta \right);$	(3)
n - об / мин	$A = \left( \frac{2\pi n}{60} \right)^2 \times \frac{r}{12} \left( \cos\theta + \frac{r}{l} \cos 2\theta \right);$	(4)
r - радиус кривошипа	$F(inertia) = \frac{w}{g} \times \left( \frac{2\pi n}{60} \right)^2 \frac{r}{12} \left( \cos\theta + \frac{r}{l} \cos 2\theta \right).$	(5)
S - расстояние		
V - скорость		
w - масса поршневых частей		

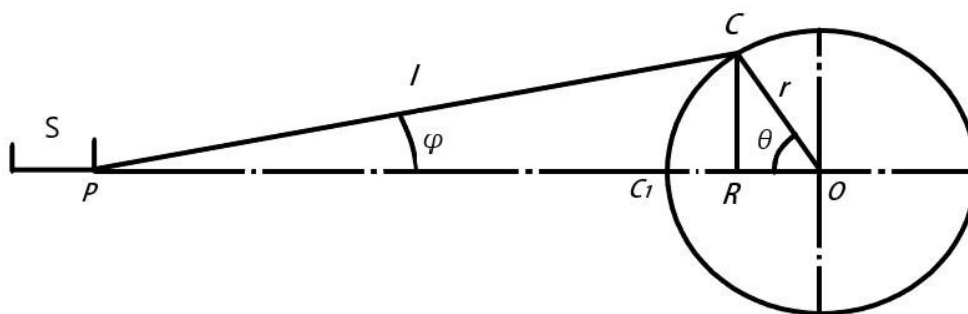


Рисунок 31— схема для расчетов

## 5. Реверсивная нагрузка и области ее возникновения

Реверсивная нагрузка в поршневом компрессоре — это нагрузка, сосредоточенная на одной из поверхности двух взаимодействующих деталей и меняющая точку приложения с определенной частотой. Реверсивная нагрузка возникает в процессе взаимодействия кривошипно-шатунного механизма с цилиндропоршневыми группами. В силу того, что в составе кривошипно-шатунного механизма присутствуют детали, которые совершают вращательное и плоскопараллельное движения и далее они преобразуются в возвратно-поступательное движения кривокопфа, штока, поршня, тогда в составе механизма должны присутствовать такие геометрические области, в которых происходит именно это преобразование. Данные области являются

местами шарнирного соединения двух деталей, которые совершают движения разного рода, например шатун совершает плоскопараллельное движение, а крейцкопф поступательное, но эти детали соединены в один узел при помощи пальца. Через палец крейцкопфа и поверхности, на которые опирается палец, передаются все силы, возникающие между коленчатым валом, шатуном и деталями, совершающими возвратно-поступательное движение, а именно крейцкопфом штоком и поршнем. К этим силам относятся сила инерции, возникающая при изменении направления движения поршня и крейцкопфа, сила давления сжимаемого в цилиндре газа, и главное, сила давления со стороны коленчатого вала во время рабочего такта. В результате наличия вышеперечисленных сил возникает так называемая «реверсивная нагрузка», которая возникает именно в области концентрации всех усилий. Во время работы компрессора на палец крейцкопфа действуют изгибающие усилия и усилия среза. Под воздействием этих усилий палец крейцкопфа может принять недопустимую овальность, в результате которой возможно заклинивание пальца в крейцкопфе, переход от реверсивной нагрузки к неревверсивной, возникновение радиальных усилий от крейцкопфа и, возможно, дальнейшее заклинивание крейцкопфа в направляющих или поршня в цилиндре. Овальность пальца крейцкопфа может привести к появлению трещин в бобышках крейцкопфа и последующему разрушению.

В результате возникновения неревверсивной нагрузки, из-за высокой концентрации усилий и напряжений в узле соединения шатуна и крейцкопфа, возникнет чрезмерный нагрев поверхности, а также самой детали, интенсивный износ поверхностей, в силу отсутствия смазки, а также деформация. При нормальной работе узла точка концентрации нагрузки будет постоянно меняться, в зависимости от движения системы в целом. Соответственно одна из поверхностей будет освобождаться для смазки, охлаждения и снятия напряжения, тогда в узле имеет место реверсивная нагрузка.

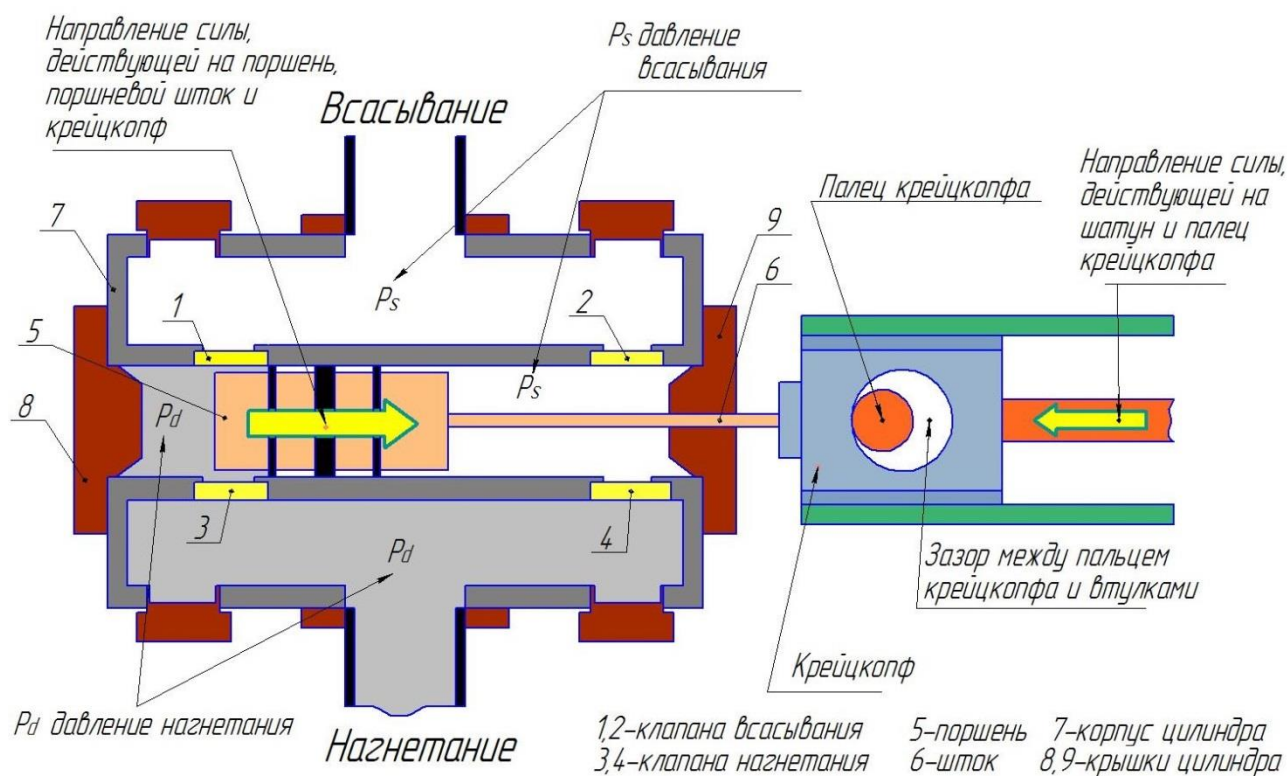


Рисунок 32 – схема взаимодействия частей компрессора

Компрессор имеет камеру всасывания и камеру нагнетания в каждой из которых создаются давление всасывания (Pressure suction) и давление нагнетания (Pressure discharge).  $P_d \gg P_s$ . Обратим внимание на направление газовой силы, действующей на поршень 5, поршневой шток 6 и крестовкопф, а также на направление силы, действующей на шатун и палец крестовкопфа. При анализе нагрузок необходимо учитывать, что силы, действующие на поршень, передаются на корпус крестовкопфа, а затем на палец, а сила от шатуна действует непосредственно на палец. В итоге, сумма всех сил сконцентрирована в одной из точек соприкосновения поверхности крестовкопфа и пальца в зависимости от положения поршня и шатуна, а точнее периода вращения шатунной шейки на коленчатом валу, т.к. он является ведущим звеном по отношению к поршню

### 5.1 Анализ реверсивной нагрузки

*Все клапана установлены и находятся в работе.*

Случай сжатия газа со стороны крышки цилиндра:

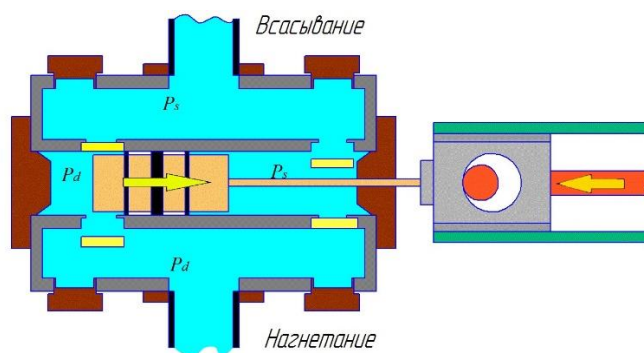


Рисунок 33 – сжатие газа со стороны крышки цилиндра

Описание процесса сжатия газа со стороны крышки цилиндра:

В процессе компримирования со стороны крышки, сила, действующая на поршень, толкает крейцкопф в сторону колен-вала, шатун толкает палец крейцкопфа в противоположную сторону. Таким образом, зазор между пальцем крейцкопфа и втулками образуется со стороны коленчатого вала. А именно при движении поршня влево (шатунная шейка движется от  $3\pi/2$  до  $\pi/2$  по часовой стрелке) силы сконцентрированы на левой поверхности соприкосновения втулки крейцкопфа и пальца. Благодаря этому реверсивная нагрузка обеспечивается, а зазор между пальцем крейцкопфа и втулкой попадает смазывающая жидкость, поверхности вовремя охлаждаются и не деформируются, следовательно, компрессор работает оптимально.

Случай сжатия газа со стороны коленчатого вала:

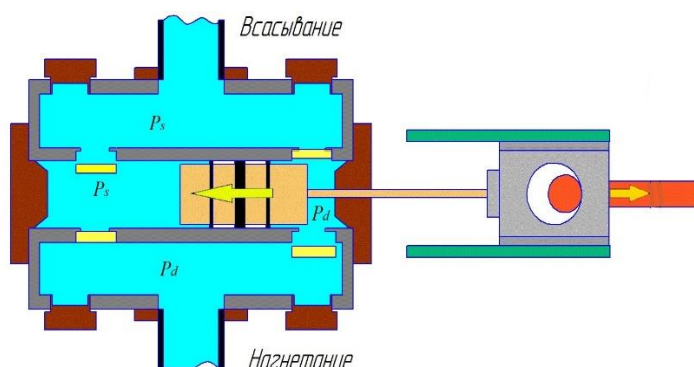


Рисунок 34 – сжатие газа со стороны коленчатого вала

Описание процесса сжатия газа со стороны коленчатого вала:

При сжатии газа со стороны вала сила, действующая на поршень, тянет крейцкопф от коленчатого вала, шатун тянет палец крейцкопфа в противоположную сторону. Таким образом, зазор между пальцем крейцкопфа и втулками образуется со стороны поршня. А именно при движении поршня вправо (шатунная шейка движется по окружности от  $\pi/2$  до  $3\pi/2$  по часовой стрелке, при условии, что цилиндры расположены горизонтально) силы сконцентрированы на правой поверхности соприкосновения втулки крейцкопфа и пальца.

*Отсутствует клапан со стороны крышки цилиндра*

Допустим случай, когда снят всасывающий клапан со стороны крышки цилиндра. Получаем, что область сжатия газа со стороны крышки цилиндра остается открытой в процессе двух тактов. Клапан нагнетания не открывается в силу того, что в области сжатия газа со стороны крышки не происходит как такового сжатия газа, т.е. давление из  $P_s$  не поднимается до давления  $P_d$ . Отсюда следует, что область работает в холостую и КПД компрессора значительно уменьшается. Перекачка газа, определенного объема займет вдвое больше времени. Представим это на схеме:

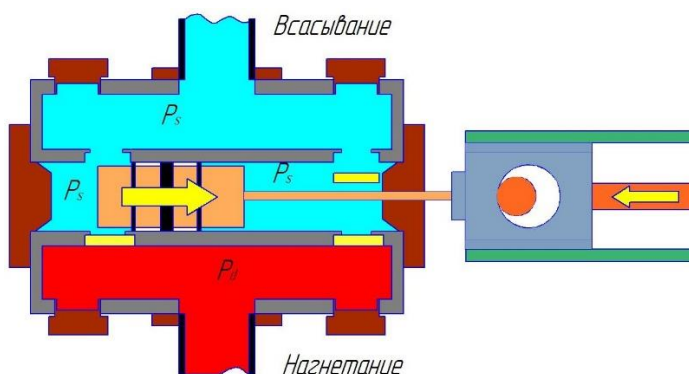


Рисунок 35 – снят всасывающий клапан со стороны крышки цилиндра, поршень находится в крайнем левом положении

При всасывании газа со стороны вала, сила, действующая на поршень, толкает крейцкопф в сторону коленчатого вала, шатун толкает палец



крейцкопфа в противоположную сторону. Таким образом, зазор между пальцем крейцкопфа и втулками образуется со стороны коленчатого вала.

Рассмотрим случай, когда происходит сжатие газа со стороны коленчатого вала.

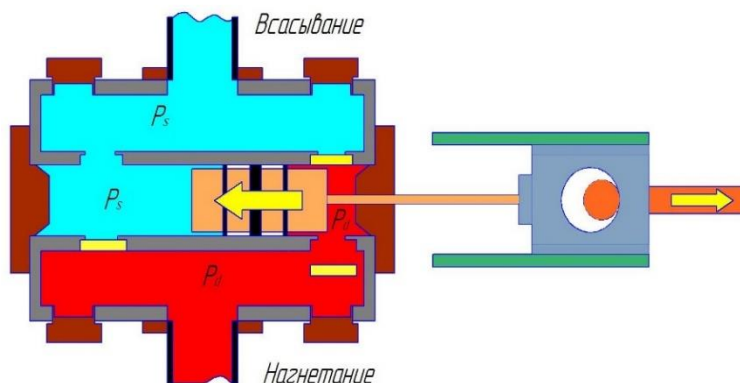


Рисунок 36 – снят всасывающий клапан со стороны крышки цилиндра, поршень находится в крайнем правом положении

При сжатии газа со стороны вала, газовые силы, действующие на поршень, тянут крейцкопф от коленчатого вала, шатун тянет палец крейцкопфа в противоположную сторону. Таким образом, зазор между пальцем крейцкопфа и втулками образуется со стороны поршня.

Никаких дополнительных нагрузок не возникает, приводящих к изменению работы компрессора или его частей. Обеспечивается реверсивная нагрузка на палец крейцкопфа.

*Вышел из строя нагнетательный клапан со стороны коленчатого вала*

Рассмотрим случай, когда вышел из строя нагнетательный клапан со стороны коленчатого вала.

Приведем схему, на которой наглядно рассмотрим данный случай более подробно:

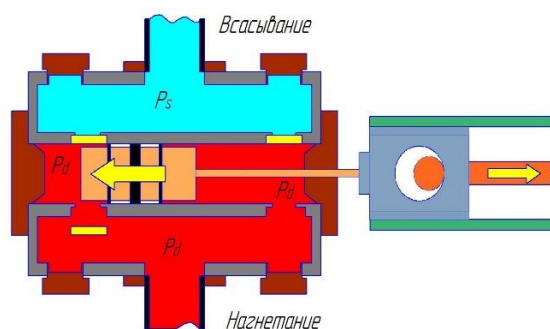


Рисунок 37 – отказ нагнетательного клапана со стороны коленчатого вала, поршень находится в крайнем левом положении

В случае, когда поршень начнет двигаться вправо, т.е. сжимать газ в правой части цилиндра, камера нагнетания будет открыта с одной стороны (справа) как и должно быть при нормальной работе компрессора. Клапан всасывания будет открыт со стороны крышки. Газовые силы, действующие на поршень, далее передаваемые через шток и крестовину на палец, будут обеспечивать оптимальную работу компрессора. А именно, поверхность соприкосновения пальца и крестовины является правильной, то есть как предусмотрено заводом изготовителем на этапе проектирования.

Проанализируем дальнейшее движение поршня:

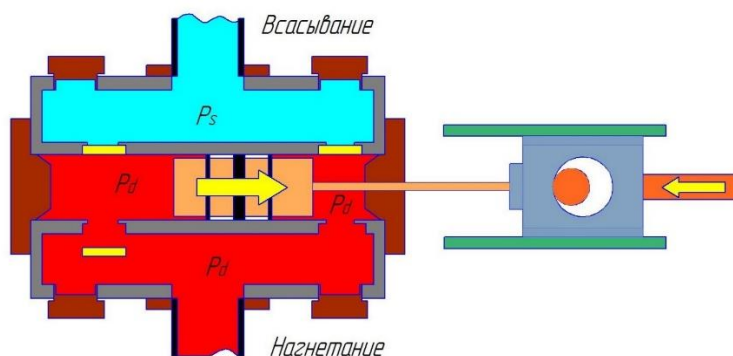


Рисунок 38 – отказ нагнетательного клапана со стороны коленчатого вала, поршень движется влево

В данном случае, поршень уже находится в движении в сторону крышки. Показано это для того, чтобы проще было понять, в какой момент начинают

действовать газové силы на поршень. Как показано на схеме, как только шатун начинает передавать движение от коленчатого вала через палец крейцкопфа на сам крейцкопф, то клапан нагнетания со стороны крышки начинает открываться. Как только клапан нагнетания открылся, то камера сжатия с обеих сторон становится открытой, то есть давление нагнетания  $P_d$  действует на обе стороны поршня с одинаковой величиной. Реверсивная нагрузка обеспечивается даже в данном случае, потому что сила от коленчатого вала превосходит газové силы давления в цилиндре, и сторона соприкосновения будет являться правильной. Освобожденная поверхность снабжается смазкой, охлаждается и обеспечивается всеми условиями для дальнейшего взаимодействия. Можно сделать вывод о том, что при выходе из строя данного клапана не будет нарушена работа цилиндропоршневой группы с кривошипно-шатунным механизмом, но в результате отсутствия клапана нагнетания, со стороны шатуна будет отсутствовать процесс разряжения в камере сжатия и клапан всасывания с этой же стороны не будет открываться для дальнейшего забора газа из камеры всасывания, т.к. давление  $P_d$  будет воздействовать на данный клапан. Реверсивная нагрузка обеспечена будет, но производительность компрессора будет снижена.

## **5.2 Причины возникновения нереверсивной нагрузки**

В процессе исследования проблемы были выявлены причины, посредством которых возникает нереверсивная нагрузка, происходит поломка пальца крейцкопфа. Необходимо обозначить полученные причины и проанализировать их.

### *1) Вышел из строя всасывающий клапан со стороны коленчатого вала*

Рассмотрим следующий случай, когда снят всасывающий клапан со стороны коленчатого вала. Сразу можно предположить, что одна область будет открыта на протяжении работы и давление в ней не будет возрастать до

давления нагнетания  $P_d$ , следовательно, клапан нагнетания не будет открыт.

Представим схему:

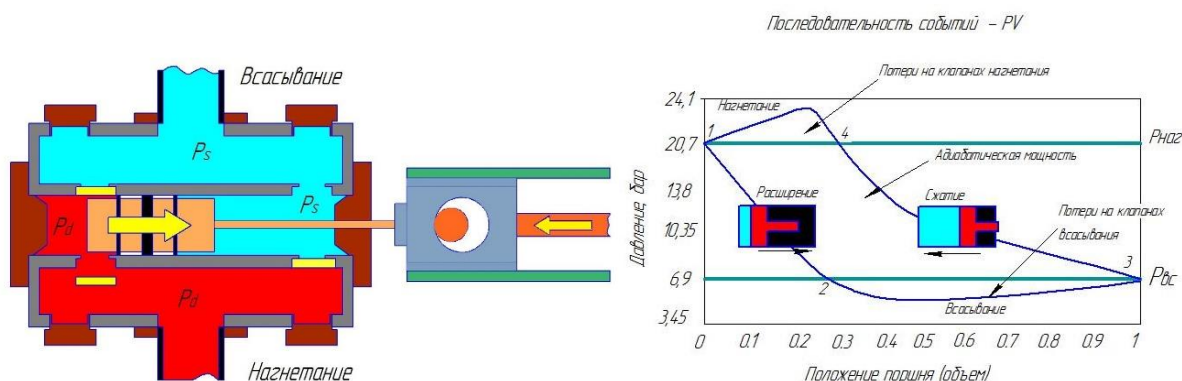


Рисунок 39 — снят всасывающий клапан со стороны коленчатого вала, поршень находится в крайнем левом положении

Пояснение 1: точка 2-3: палец находится на стороне коленчатого вала, т.к. газовые силы в точке 2 выравниваются по обе стороны и шатун начинает тянуть за собой крейцкопф, а затем газовые силы со стороны крышки цилиндра становятся ещё меньше до точки 3. В это время палец перемещается на сторону коленчатого вала, как было сказано ранее. Но это длится относительно недолго, т.к. в момент начала движения поршня в сторону крышки цилиндра клапан всасывания с данной стороны закрывается и в процессе набора давления от точки 3 до 24 бар (давление открытия клапана нагнетания) газовые силы вновь прижимают крейцкопф к пальцу на левую сторону. После того как полость нагнетания открывается и компримированный газ уходит, происходит разрежение до давления закрытия нагнетательного клапана, а именно 20,7 бар. Газовые силы продолжают прижимать крейцкопф к левой стороне пальца, т.к. давление со стороны крышки преобладает давлением со стороны коленчатого вала и соответственно газовые силы там больше и именно они не дают пальцу переместиться. Это продолжается до точки 2, когда давление с обеих сторон не выравнивается. Процесс замкнулся. Точка 1-2: палец на левой стороне, точка 2-3 палец на

правой стороне, точка 3-4-1 палец на левой стороне, хотя должен находится на правой.

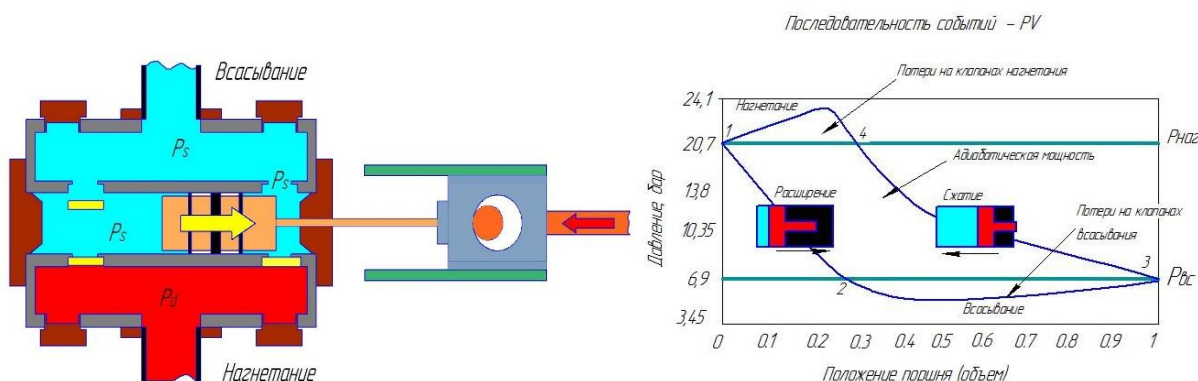


Рисунок 40 – снят всасывающий клапан со стороны коленчатого вала, поршень находится в крайнем правом положении

Пояснение 2: при всасывании газа со стороны крышки, сила, действующая на поршень, толкает крейцкопф в сторону коленчатого вала. Давление газа на поршень одинаково с обеих сторон, но площадь со стороны крышки цилиндра больше. Палец крейцкопфа движется в сторону коленчатого вала, но газовые силы, за счет того, что площадь больше со стороны крышки, продолжают прижимать крейцкопф к пальцу и шатун не позволяет пальцу перемещаться.

Таким образом, можно сделать вывод о том, что возникают последствия, которые влияют на работу компрессора, а именно: масло не попадает в полной мере на левую сторону пальца, тем самым, не смазывая обильно и не охлаждая его.

В данном случае реверсивная нагрузка на палец крейцкопфа не обеспечивается.

## 2) Отказ нагнетательного клапана со стороны крышки цилиндра

Зачастую на предприятии возникают ситуации, когда выходит из строя какая-либо часть компрессора. Одна из частых поломок – это поломка клапанов всасывания или нагнетания. Это происходит в силу того, что на них

сосредотачивается большая переменная нагрузка, через клапана проходят механические примеси и жидкость, в результате все это приводит к нагреву, образованию микротрещин, а далее к усталостному разрушению, которое как раз и приводит к поломке клапана и остановки работы компрессора. В данном случае неизбежен простой оборудования и потеря ресурсов.

Приведем схему, в которой отобразим неисправность нагнетательного клапана.

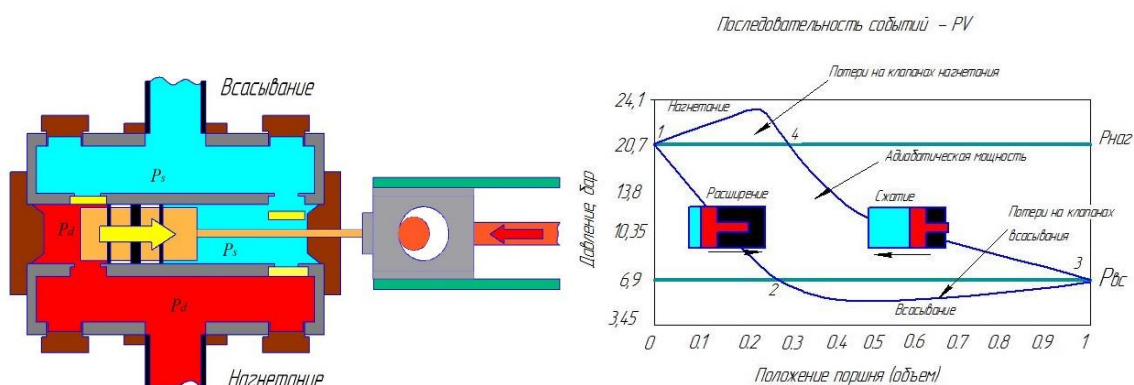


Рисунок 41 – отказ нагнетательного клапана со стороны крышки цилиндра, поршень находится в крайнем левом положении

Проанализировав схему, можно описать процесс сжатия газа: сила, действующая на поршень, толкает крейцкопф в сторону коленчатого вала, шатун толкает палец крейцкопфа в противоположную сторону.

При всасывании газа со стороны коленчатого вала сила, действующая на поршень, толкает крейцкопф в сторону коленчатого вала, шатун толкает палец крейцкопфа в противоположную сторону. Таким образом, зазор между пальцем крейцкопфа и втулками образуется со стороны коленчатого вала. Никаких отклонений от оптимальной работы компрессора нет, и реверсивная нагрузка обеспечивается.

Продвинем поршень дальше и проанализируем ситуацию.

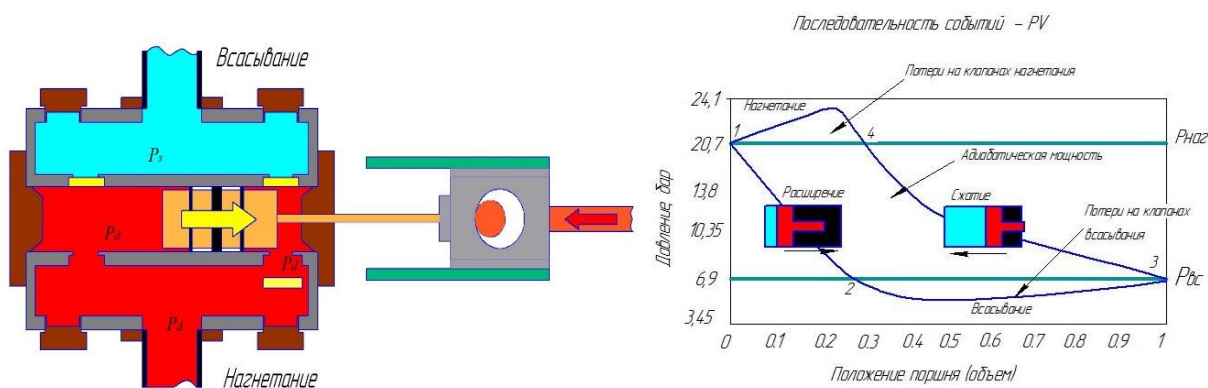


Рисунок 42 – отказ нагнетательного клапана со стороны крышки цилиндра, поршень находится в крайнем правом положении

Пояснение 1: как только поршень начал двигаться в сторону коленчатого вала, то с этой стороны происходит процесс сжатия набранного газа, т.е. происходит набор давления от величины давления разрежения до давления на открытие нагнетательного клапана со стороны коленчатого вала. В процессе набора давления от 6,9 бар, когда клапан нагнетания ещё закрыт, то есть давление не возросло до величины открытия клапана (24 бар), палец крейцкопфа должен соприкасаться с правой стороной крейцкопфа т.к. шатун тянет крейцкопф в правую сторону, но перемещение пальца не происходит потому что газовые силы, за счет относительно высокого давления нагнетания, прижимают крейцкопф к пальцу. Обеспечивается нереверсивная нагрузка. Далее, когда давление нагнетания выравнивается с обеих сторон и давление со стороны коленчатого вала достигнет 24 бар (давление открытия клапана), то палец крейцкопфа моментально переместиться на правую сторону, т. к. газовые силы будут преобладать со стороны коленчатого вала и шатун будет тянуть крейцкопф с поршнем, «растягивая» шток. Этот момент (выпуск компримированного газа в полость нагнетания) будет длиться относительно быстрее всех процессов и соответственно пройдет за очень короткий промежуток времени. А затем палец вновь «резко» переместиться на левую сторону, т.к. шатун будет двигать поршень влево для заполнения газом область со стороны коленчатого вала. Вывод: в данном случае палец будет находиться на стороне крышки на протяжении всего такта, за исключением

резких перемещений во время открытия нагнетательного клапана. Реверсивная нагрузка не обеспечивается.

В процессе движения поршня вправо в сторону коленчатого вала, при открывании нагнетательного клапана мы имеем, что клапана не разделяют на несколько объемов полость нагнетания и камеру сжатия.

В процессе поглощения газа со стороны крышки сила, действующая на поршень, толкает крейцкопф в сторону коленчатого вала, палец крейцкопфа движется в сторону коленчатого вала, но газовые силы продолжают прижимать крейцкопф к пальцу и шатун не позволяет пальцу перемещаться.

Пояснение 2: давление нагнетания  $P_d$  будет одинаково по всему объему, но площадь со стороны крышки цилиндра в разы больше, нежели чем со стороны коленчатого вала. Из этого следует, что газовые силы больше по величине воздействуют на поршень и прижимают палец крейцкопфа через крейцкопф к одной поверхности на протяжении всего движения поршня.

В процессе поглощения газа со стороны крышки сила, действующая на поршень, толкает крейцкопф в сторону коленчатого вала, палец крейцкопфа движется в сторону коленчатого вала, но газовые силы продолжают прижимать крейцкопф к пальцу и шатун не позволяет пальцу перемещаться.

Таким образом, масло не попадает на левую сторону пальца, тем самым, не смазывая и не охлаждая его и опорную поверхность. В итоге получается, что независимо от направления движения поршня, палец крейцкопфа опирается только на одну поверхность.

В данном случае не обеспечивается реверсивная нагрузка на палец крейцкопфа.

Происходит износ и деформация не только втулок крейцкопфа, пальца и самого крейцкопфа, но и деталей, находящихся в одной цепи с этими деталями, посредством которых происходит сжатие газа, а именно это шток



поршня, шатун, клапан всасывания, поршневые кольца, а также напряжение передается на подшипники коленчатого вала.

### *3. Неправильная установка или ремонт*

Данная причина является результатом некомпетентности рабочих, производимых ремонт и установку клапанов, а также их невнимательности. Последствием всего вышеперечисленного будет иметь место возникновение нереверсивной нагрузки, т.к. при монтаже клапана можно допустить ошибку, и причина будет, опять же, из-за клапана.

Самодействующие клапаны, оказывая существенное влияние на надежность и экономичность работы промышленных компрессорных агрегатов, являются одним из основных его узлов, а также основной причиной возникновения нереверсивной нагрузки.

При ремонте, техническом осмотре клапанов необходимо контролировать любые прилагаемые усилия. Например: при зажатии «седла» клапана в тисках, может произойти деформироваться. Это может привести к проблемам с установкой или извлечением клапана. Также зажимая седло клапана в тисках, можно создать в нем внутреннее напряжение, что приведет к поломке при циклическом нагружении. Также стоит обратить внимание на то, чтобы ограничитель не был установлен «вверх ногами», что в клапане много металлической стружки, отсутствует верхняя часть контргайки «Дрейка», и повреждены верхние витки резьбы шпильки.

Стяжные болты и контргайки стяжных шпилек должны быть затянуты необходимым моментом. Значения моментов затяжки клапанных болтов указаны обычно в техническом руководстве по эксплуатации.

Необходимо обратить внимание на клапанное седло, чтобы момент затяжки болтов крышки клапана не превышал регламентного значения и не было излишнего количества прокладок под клапаном, т.к. данные факторы являются причинами ограничения движения демпферной пластины и пружин,

соответственно клапан работать не будет и возникновение нереверсивной нагрузки неизбежно. Поломка или деформации клапанного стакана со стороны контактирующей с клапаном указывает на перетяжку болтов клапанной крышки.

Если стакан клапана не вынимается легко – следует заменить стакан и все болты клапанной крышки. Если перетянут хотя бы один болт, то скорее всего остальные болты тоже перетянуты. Если сломан хотя бы один стакан клапана, то есть вероятность того, что остальные стаканы и болты клапанных крышек могут в скором времени отказать и должны быть заменены.

#### 4. Жидкость и механические примеси в цилиндре.

В процессе работы компрессора, а именно в процессе всасывания газа после сепарации и после прохождения его через аппарат воздушного охлаждения в цилиндр может пройти газ вместе с жидкостью. Жидкость может образоваться в результате образования конденсата, когда имело место долгое взаимодействие с окружающей средой, а именно когда газ проходил от сепаратора после сжатия к аппарату воздушного охлаждения, а далее уже в камеру всасывания. В этот момент, особенно в период большого перепада температур, мог образоваться конденсат. Попавшая жидкость в цилиндр, приводит к гидроудару в силу того, что жидкость несжимаема и поршень при движении ударяется о жидкость, т.к. не в силах сжать её. Поршень, встретившись на своем пути с жидкостью, взаимодействует с ней и в результате этого появляются силы, которые не являются полезными и не действуют благоприятно на работу поршневого компрессора. Появившиеся энергия никуда не исчезает и начинает воздействовать на механизмы. Помимо образовавшейся жидкости в процессе сепарации, в цилиндр могут попасть механические примеси в виде мелкого и крупного абразива, масло и пары масла из маслосистемы. В результате чего образуется смесь (паста), которая будет удерживать пластину клапана и не давать ей вовремя перемещаться.

Приведем некоторый результат наличия конденсато-масляно-абразивной смеси в цилиндре:



Рисунок 43 - однородная масса в полости клапана.



Рисунок 44 - однородная масса в стакане клапана.

Последствия данной причины

- Поломка пластин по внутреннему диаметру;
- Поломка пружин;
- Поломка корпуса клапана.

**Итог:** возникновение нереверсивной нагрузки в следствии поломки клапана.

**Первоначальная причина:**

- Несоответствующий контроль температуры газа;
- Неполная сепарация конденсата.

#### **Решение проблемы:**

- Чаще дренировать сепараторы;
- Пересмотреть температуру межступенчатого охлаждения газа;
- Термоизоляция всасывающего трубопровода;
- Заменить сепараторы

Жидкость в газе – это нетипичная поломка так как она не была вызвана перегрузками при закрытии. Это случилось в результате прохождения через клапан жидкости или механических примесей.

Изменение подъема клапана или замена пружин не решит данную проблему.

#### **5.Превышение нагрузки на шток**

При движении поршня в любом направлении нагрузка от газовых сил нагнетания будет действовать с обеих сторон при этом растягивая или сжимая шток. Превышение нагрузки на шток происходит от того, что газовые силы нагнетания создают напряжение на шток, которое превышает допустимое. Это возникает в силу того, что в трубопроводе нагнетания имеет место давление, которое создает напряжение на шток выше допустимого, при этом привод компрессора выполняет свою функцию, сжимая газ. В следствии этого возрастают токи (при использовании электродвигателя) и возрастает нагрузка на шток, превышая допустимую. Нереверсивная нагрузка возникает в силу того, что увеличивается давление пальца крейцкопфа на вкладыши крейцкопфа, палец относительно длительное время перемещается по поверхности, тем самым происходит нагрев гораздо быстрее и смазочный материал отсутствует также относительно длительное время.

Суммарная нагрузка на шток не должна превышать максимально допустимую изготовителем непрерывную нагрузку на шток для ходовой

части компрессора в любых заданных рабочих условиях и на любом этапе нагружения.

Давление газа не должно превышать максимально допустимое заводом изготовителем на подвижные и неподвижные компоненты компрессора на любом установленном рабочем этапе нагружения. Давление газа должно рассчитываться на основе давления нагнетательного предохранительного клапана в заданном режиме. Каждую ступень компрессора следует снабжать предохранительным клапаном на линии нагнетания.

Для всех определенных условий рабочей нагрузки осевая составляющая суммарной нагрузки на шток должна изменить направление, чтобы обеспечить надлежащую смазку между пальцем крейцкопфа и втулкой при каждом полном обороте коленчатого вала.

Нижеприведенные иллюстрации демонстрируют растяжение и сжатие штока при разнонаправленном движении:



Рисунок 45 – оппозитные силы сжимают шток



Рисунок 46 – оппозитные силы растягивают шток

Решением данной проблемы может стать временная разгрузка штока путем регулировки мертвого пространства.

Увеличена вероятность поломки пальца крейцкопфа при:

- - Использовании цилиндров малых диаметров:
- - Пониженной частоте вращения
- - Увеличенном мертвом пространстве со стороны крышки цилиндра
- - Повышенной нагрузки на шток

Вышеупомянутые причины поломки пальца крейцкопфа отмечены в силу того, что при возникновении этих факторов палец крейцкопфа будет относительно долгое время взаимодействовать с крейцкопфом (не будет скользить по опорной поверхности), точнее точка соприкосновения будет оставаться на той же условной стороне поверхности соприкосновения более длительное время, не перемещаясь на другую. В это время поверхность будет испытывать масляное голодание и будет иметь место избыточный нагрев этой поверхности.



Рисунок 47 – условно разделенная поверхность соприкосновения пальца с крейцкопфом.

Итог: исследование данной нагрузки привело к тому, что это направляет к полному и комплексному исследованию ПК, проблем связанных с эксплуатацией ПК т.к. все в данном агрегате взаимосвязанно и любое отклонение от работы может стать причиной возникновения не только нереверсивной нагрузки, но и других, которые могут повлиять на его работу. Необходимо исследовать и оценить влияние существующих проблем на работу узла пальца и крейцкопфа.

## **6. Экспериментальная часть**

### **6.1 Применение ультразвука для контроля и мониторинга клапанов поршневого компрессора.**

Почему необходимо использовать ультразвуковую технологию прямо сейчас к содержанию Инвестиции в новую технологию – это всегда трудное решение. Окупится ли она? Смогут ли сотрудники легко ее применять? Это неудачная попытка или действительно надежная методика, которая выдержит испытание временем? Если вы уже задавали себе подобные вопросы — поздравляю, вы на правильном пути. В то время как все больше и больше предприятий используют ультразвуковую технологию контроля и внедряют профилактический и упреждающий, а не реактивный подход к проблемам, многие по-прежнему «гадают на кофейной гуще», используя устаревшие методики. В итоге получают плохую надежность и низкую производительность, регулярные простои, невыпущенную продукцию и потерю прибыли. Хотя ультразвуковая технология не может решить всех проблем, связанных с надежностью и эффективностью производства, она доказала, что представляет собой ценное и мощное диагностическое средство, которое технические специалисты просто обязаны взять на вооружение.

#### **Принцип работы ультразвуковых датчиков.**

Ультразвуковые датчики излучают высокочастотные звуковые импульсы. Они распространяются в воздухе со скоростью звука. При достижении объекта, звуковая волна отражается от него обратно в качестве эха. Датчик принимает этот сигнал и рассчитывает расстояние до объекта, основываясь на временном промежутке между отправлением сигнала и получением его эха.

Практически все материалы, отражающие звук, могут использоваться в качестве объектов обнаружения, независимо от их цвета, прозрачности и толщины, в том числе тончайшие полиэтиленовые пленки.

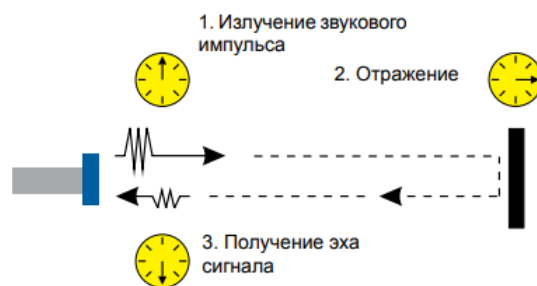


Рисунок - 48 принцип работы датчика на основе ультразвука

Ультразвуковые датчики могут определять расстояние до объектов от 20 мм до 8 м с высокой точностью. Ультразвуковой принцип измерения позволяет работать в условиях высокой запыленности, взвеси или тумана, а также при наличии небольшого налета на излучателе датчика; в широком диапазоне температур ( $-25...70\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) и даже при избыточном давлении. Благодаря этому, датчики могут применяться в огромном количестве разнообразных технологий как датчики расстояния, концевые выключатели, для контроля брака и т. д.

### Основные термины:

**Разрешающая способность** - минимальное значение изменения измеренного расстояния, которое сможет воспринять датчик.

**Слепая зона** - определяет минимальное расстояние обнаружения. В слепой зоне нельзя располагать объекты или отражатели, так как это приведет к неправильным измерениям.

**Максимальное расстояние** - представляет собой максимальное расстояние обнаружения в условиях идеального отражения.

**Рабочее расстояние** — это типичная рабочая область датчика. Датчик может также работать на дистанциях вплоть до максимального расстояния в случае хорошо отражающих звук объектов.



Ультразвуковой метод позволяет определять расстояния до границы разноплотных сред, основываясь на анализе отраженной от границы раздела волны. Отражение от границ позволяет определить очертания различных структур. Объекты, не имеющие границ между тканями, ультразвуковые волны проходят беспрепятственно.

Данный режим будет использоваться для контроля целостности деталей клапана, наличия примесей, однородных масс, состоящих из нефтепродуктов и механических примесей.

### **Описание решения:**

Ультразвуковые датчики предполагается устанавливать на крышки клапанов. Устройство будет служить не в качестве аналогового или дискретного датчика, значения которого будет блокировочным для компрессора, а будет служить как ценное и мощное диагностическое средство для отслеживания работы и целостности клапанов. Технология на основе ультразвука позволит не гадать на кофейной гуще, используя древние методы, а реально проводить диагностику, опираясь на текущие данные.

Итак: датчик в одном корпусе содержит как излучатель, так и приёмник импульсов. Импульсные колебания, сформировавшиеся в излучателе, проходя через клапан и встретившие на своем пути в материале дефект, будут отражаться, рассеиваться и преломляться от его поверхности, следовательно, терять свою энергию. Обратный импульс будет возвращаться на приёмник уже с гораздо меньшей энергией. Таким образом будет формироваться картина из определенного числа эхо сигналов, вернувшихся на приемник.

Задается приёмнику определенный рабочий диапазон амплитуд и при выходе амплитуды за его пределы в момент приема отразившегося сигнала, обслуживающий персонал будет регистрировать сигнал и делать выводы о неисправности т.к. мощность и амплитуда меняется (клапан деформируется, теряет целостность, приобретает дефекты). Применяя данные датчики, также

можем наблюдать наличие жидкости, и механических примесей в полости клапана и цилиндре, т.к. происходит рассеяние ультразвуковой волны при её наличии. Рассеяние ультразвука происходит из-за резкого изменения свойств среды – её плотности и модулей упругости — на границе неоднородностей.

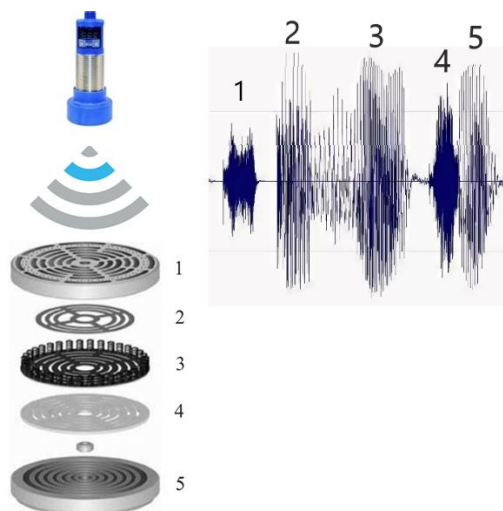


Рисунок 49 - отраженный сигнал от деталей клапана

### Режимы работы датчиков:

#### *Режим подавления помехи*

Датчик игнорирует случайные звуковые волны, отраженные от объектов, расположенных ближе задаваемой дистанции срабатывания. Это позволяет игнорировать небольшие объекты, расположенные на переднем плане перед настроенным рабочим диапазоном (например, если датчик установлен на крышке клапана, то можно настроить датчик на игнорирование крышки).

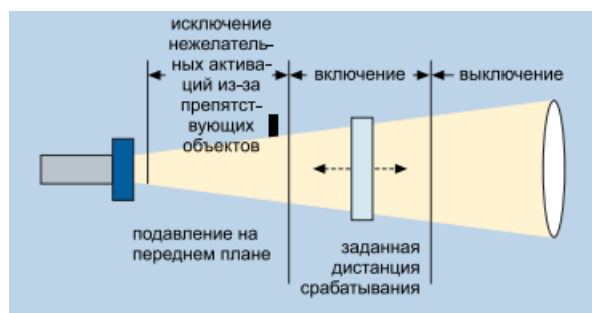


Рисунок 50 - режим подавления помехи

## Режим “окна”

Датчик срабатывает только, когда объект находится в определенной зоне, задаваемой двумя значениями – дальним и ближним расстояниями срабатывания. Этот режим может использоваться для контроля размеров изделий или положения объектов.

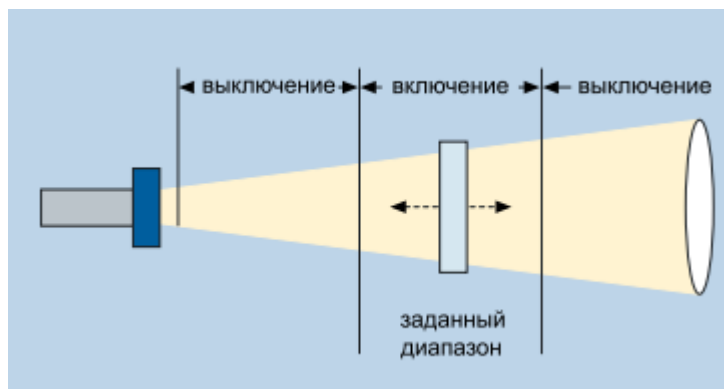


Рисунок 51 - режим “окна”

Данный режим будет использоваться для контроля положения пластины, а именно ее перемещения. График полученных сигналов будет интерпретировать наличие перемещения пластины.

## 6.2 Применение разгрузочного гидравлического устройства.

При помощи данного устройство обеспечивается:

- регулировка производительности, нагрузки;
- контроль положения и перемещения пластины;
- возможность контроля целостности путем наличия пятен контакта пластины с механизмом.
- уменьшение износа от действия реверсивной и нереверсивной нагрузок за счет уменьшения холостого хода и высоких оборотов;
- уменьшение нагрузки на шток

Что касается реверсивной нагрузки, то, когда компрессор испытывает нехватку газа, он начинает переходить на режим байпасирования и остается при той же частоте вращения. При этом количество оборотов, которые

совершает палец крейцкопфа не уменьшается и соответственно механизмы работают с более интенсивным износом относительно режима с меньшими оборотами и отсутствия байпасирования.

В момент, когда клапан всасывания открыт и поршень движется в сторону нагнетания газа, то определенный промежуток времени шток не испытывает значительной нагрузки.

Данное устройство позволяет компримировать только тот объем газа, который требуется в технологическом процессе, то есть исключить байпасирование. Это позволяет снизить затраты на потребление энергии.

Производительность поршневого компрессора плавно регулируется с использованием гидравлической мощности для определения движения клапана компрессора. Система обеспечивает диапазон регулирования от 1 до 100% от холостого хода до полной нагрузки.

Объем газа, сжатый за ход, можно плавно регулировать с помощью привода, который контролирует движение всасывающих клапанов. При помощи разгрузчика с гидравлическим приводом закрытие всасывающего клапана задерживается от точки  $C$  до  $C_1$  (рис. 5). Часть газа в цилиндре возвращается обратно во всасывающую камеру до тех пор, пока компрессор перестанет испытывать недостаток газа на входе, либо не выйдет время задержки пластины, установленное оператором. После закрытия всасывающего клапана начинается сжатие оставшегося газа в цилиндре. В данном устройстве производительность компрессора определяется временем закрытия, которое устанавливается электронным способом. Привод состоит из поршня высокого давления, создающего силу, действующую на разгрузчик. Поток масла и движение клапана контролируются через чрезвычайно быстро переключающийся электромагнитный клапан.

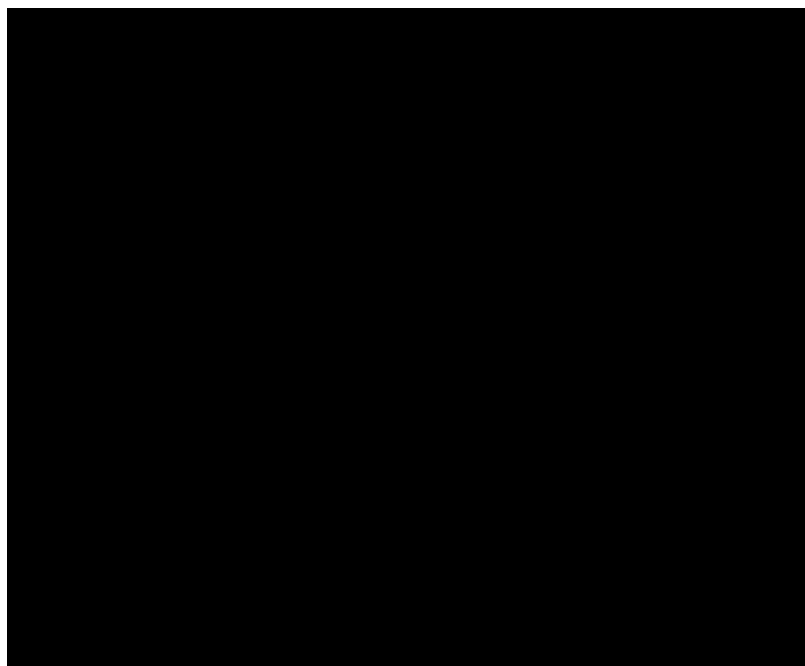


Рисунок 52 - обратный поток при частичной нагрузке

Для достижения поставленной цели было спроектировано устройство, позволяющее задерживать демпферную пластину с помощью ограничителя. Усилие создается при помощи подаваемой жидкости в цилиндр. Подача в нижнюю и верхнюю часть цилиндра регулируется путем переключения быстродействующего электромагнитного клапана в зависимости от необходимости удерживания пластины.



Рисунок 53 - устройство гидравлического разгрузчика

Спроектированное устройство состоит из:

1-поршень высокого давления; 2-цилиндр; 3-ограничитель; 4- ограничитель подъема клапана; 5- седло; 6- отжимная пружина; 7- направляющий стержень; 8- демпферная пластина.

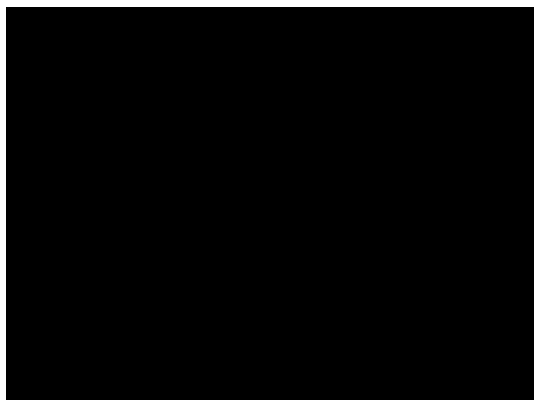


Рисунок 54 - гидравлический разгрузчик

### **6.3 Регулировка производительности и нагрузки на шток путем установки регулятора мертвого пространства с электродвигателем**

Данное решение направлено на создание бесступенчатого кармана с регулируемым зазором с электроприводом. Нововведение позволяет точно регулировать мощность и нагрузку компрессора. Появится возможность запускать приводы компрессора с максимальным крутящим моментом, что также увеличивает производительность компрессора, а также позволит разгружать шток при необходимости для контроля появления нереверсивной нагрузки. Модель построена в программном обеспечении Solidworks.

Достигается оптимизации нагрузки на двигатель и производительности компрессора при помощи данного устройства.

Для обеспечения регулирования понадобится использование графиков ступеней нагрузки для контроля производительности и нагрузки на шток, и в определенное время нагружать или разгружать ступень.

Представим общую конструкцию:

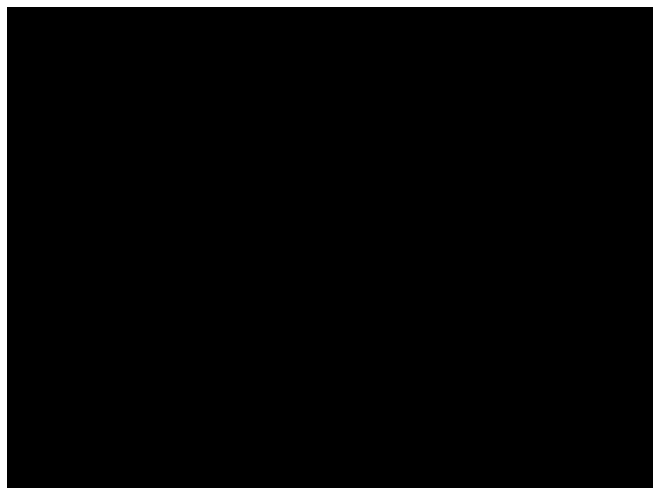


Рисунок 55 - общая конструкция регулятора производительности

1-цилиндр; 2 – карман; 3 – электродвигатель; 4 – торцевая крышка; 5 – регулирующий механизм; 6 – трехступенчатый цилиндрический редуктор.

### **Регуляторы производительности механические**

Большая часть компрессоров имеют бесступенчатый карман с переменным объемом, где имеется маховик, который приводится в действие вручную (рис 56). Маховик может быть очень сложным в работе, когда компрессор находится под рабочим давлением. В таких случаях компрессор, возможно, придется отключить и сбросить давление, прежде чем регулировать зазор.



Рисунок 56 - механический регулятор производительности

## Автоматическое регулирование

Механизм позволит иметь возможность и способствовать преодолевать давление газа для перемещения карманного поршня. Чтобы обеспечить электрическое приведение в действие, крутящий момент двигателя преобразуется в линейную силу с помощью редуктора и ведущего (силового) винта.

Одна из проблем при проектировании ведущего винта – это его способность воспринимать высокие ударные нагрузки, т.к. сжимаемый поршнем газ создает нагрузки, которые быстро разрушают конструкции из твердой стали таких деталей как: шариковый и роликовый винты.

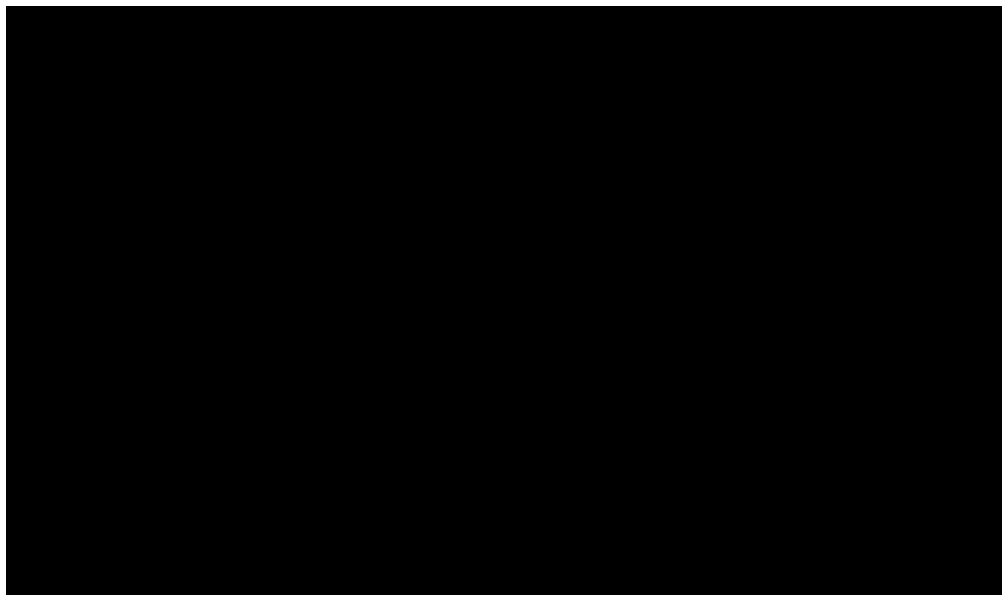


Рисунок 57 - конструкция регулятора мертвого пространства

1-цилиндр; 2-места установки клапанов; 3-карман; 4-крышка торцевая; 5-электродвигатель; 6-трехступенчатый цилиндрический редуктор; 7- гайка; 8-корпус; 9 – ведущий силовой винт; 10,11 – регулирующий поршень; 12 – поршень компрессора.





Для того, чтобы избежать разрушения, необходимо использовать полимерные покрытия. Гибридная гайка с использованием полимерной скользящей поверхности внутри стального корпуса. Полимер обеспечивает низкое трение и высокую прочность при многократных ударах сжатого газа. Стальной корпус предотвращает экструдирование полимера. Для точности регулирования возможно использование планетарной роliko-винтовой пары.



Рисунок 58 - планетарная роliko-винтовая пара.

Винтовой механизм безмасляный, а полимерный компонент гибридной гайки работает с достаточным трением, чтобы сделать систему самоблокирующейся. Приводной двигатель работает только при изменении объема кармана.

### **Простота конструкции**

Стандартный электродвигатель мощностью (1,1 кВт) приводит в движение ведущий винт шпинделя через трехступенчатый цилиндрический редуктор с масляной смазкой. Сам привод и редуктор является стандартным продуктом. Визуальный индикатор показывает положение шпинделя.

### **Результаты использования регулятора:**

1. Контроль мощности.
2. Уменьшение/увеличение нагрузки на шток.

3. Регулирование температуры и объема перекачиваемого газа.
4. Регулирование давления газа между ступенями сжатия.

### **Изменения в работе компрессора при открытии кармана**

Открывая карман, мы добавляем объем в цилиндре, эффективно увеличивая расширение газа, потому что больший объем газа, который захватывается цилиндром из камеры всасывания, должен расширяться дольше во время хода поршня, чтобы достичь давления всасывания.

В цикле сжатия поршень также должен двигаться дальше по ходу, чтобы достичь давления нагнетания, так как имеется больше объема для повышения давления.

Для того, чтобы оценить работу компрессора необходимо отследить зависимость давления рабочего тела в цилиндре от объема взятого газа. При уменьшении объема газа в полости кармана, видно, как меняется площадь, занимаемая контуром, а именно меняется нагрузка на компрессор. При помощи данного устройства можно достичь полной, стопроцентной нагрузки компрессора, а также разгрузить его при необходимости. Данное устройство позволит приостановить работу дополнительного компрессора и нагрузить данный, тем самым сэкономить потребление энергии или ресурсов.

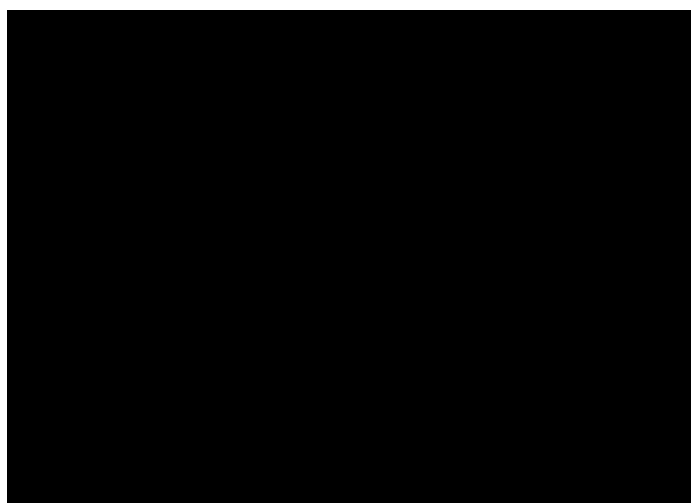


Рисунок 59 - изменение работы компрессора при изменении нагрузки при помощи кармана-регулятора.

Отношение расстояния хода нагнетания при открытом клапане (или расстояния хода всасывания при открытом клапане) к общему расстоянию хода является объемной эффективностью нагнетания (или всасывания). Чем меньше объемная эффективность цилиндра, тем меньше эффективное смещение. Уменьшение добавленного объема уменьшает потребление лошадиных сил (площадь внутри кривой (рис. \*)) и уменьшает мощность.

#### **6.4 Применение эффекта безызносности в поршневом компрессоре**

*Для введения в тему безызносности необходимо привести пример из быта, например длительная и безотказная работа компрессора холодильника.*

В компрессоре домашнего холодильника трущимися элементами являются: цилиндр и сопрягаемый с ним поршень; коленчатый вал и подшипники скольжения; шатун и сопрягаемые с ним шейка коленчатого вала и поршневой палец. Все детали выполнены из стали.

Компрессор работает в тяжелых условиях - постоянные запуски и остановки, что неблагоприятно отражается на смазочном режиме подвижных деталей. Смазкой служит маслофреоновая смесь (50 % масла и 50 % фреона).

Компрессоры работают круглые сутки в течение многих десятков лет без ремонта узлов трения.

При длительной работе холодильника в смазочной композиции накапливается небольшое количество кислот, разъедающих медные трубки холодильника, по которым движется смесь масла с фреоном.

Ионы меди, образовавшиеся в результате растворения медных трубок в смазке, попадая в зазоры трущихся соединений, восстанавливаются на стальных поверхностях трения всех деталей и образуют сервовитную пленку. Она пориста и имеет меньший параметр кристаллической решетки меди. Толщина пленки 1 - 2 мкм. После того, как поверхности трения стальных трущихся деталей компрессора покроются медью, трение в соединениях уменьшается и наступает установившийся режим работы. Образующиеся

сервовитная и серфинг-пленки предохраняют трущиеся детали от износа.

Описанные два примера проявления эффекта безызносности в паре сталь - медный сплав и в узлах трения компрессора домашнего холодильника являются достаточными для того, чтобы представить возможность использования эффекта безызносности в машинах при их эксплуатации. Здесь имеется в виду использование эффекта безызносности при ускоренной обкатке двигателей внутреннего сгорания и при восстановлении машин и механизмов без разборки деталей и узлов.

### Избирательный перенос металла в узлах трения

*Главная суть процесса.*

Смысл заключается в том, чтобы оторвавшиеся при изнашивании частицы схватывались с той же поверхностью или переносились на сопряженную. Тогда унос металлов со смазкой и износ резко уменьшаются (на 1-2 порядка) или практически исключаются.

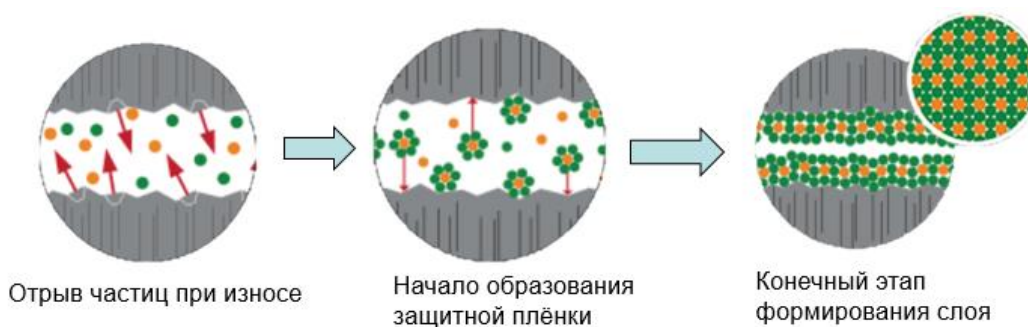
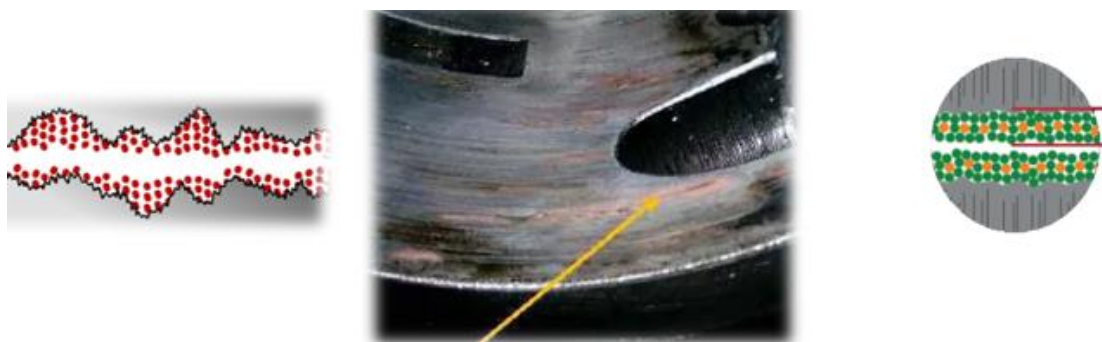


Рисунок 60 - примитивный механизм образования защитного слоя

Процессы, происходящие в зоне контакта твердых тел при трении, образуют несколько стройных систем снижения износа и трения, которые обеспечивают:

- образование тонкой пластичной металлической пленки на трущихся поверхностях, защищающей основной металл от износа;
- удержание продуктов износа в зоне трения;
- снижение давления в зоне контакта;



Насыщение впадин шероховатости оксидом меди (ИП)

Рисунок 61 - сопоставление схемы и практического примера

### Обнаружение избирательного переноса при трении (эффект безызносности)

В середине 50-х гг. при исследовании технического состояния шасси самолетов было обнаружено явление самопроизвольного образования тонкой пленки меди в парах трения бронза-сталь при смазывании их спиртоглицериновой смесью. Пленка меди толщиной 1...2 мкм в процессе трения покрывала как бронзу, так и сталь. Она резко снижала износ узла трения и уменьшала силу трения примерно в 10 раз.

А несколько позднее также в паре сталь-сталь в узлах трения компрессора домашнего холодильника при смазывании масло-фреоновой смесью. Исследования показали, что медная пленка, в паре сталь-бронза образуется в результате анодного растворения бронзы. При этом легирующие элементы цинк, олово, алюминий, железо уходят в смазочный материал и поверхность обогащается медью [21].

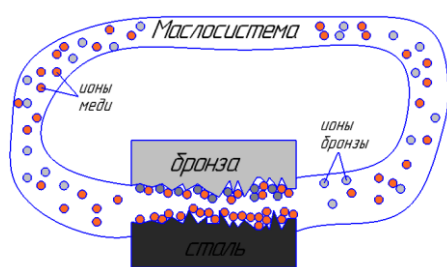


Рисунок 62 - движение ионов в маслосистеме

После того как поверхность бронзы и стали покроеется медью, растворение бронзы прекращается и устанавливается режим избирательного переноса (ИП).

Избирательный перенос при трении (эффект безызносности) - явление по своему характеру противоположное изнашиванию:

- если при изнашивании во время трения все процессы в зоне контакта сводятся к разрушению поверхности, то процессы при избирательном переносе носят созидательный характер: они необратимы и относятся к самоорганизующимся процессам неживой природы.

Если в трении участвует только одна деталь, например зуб ковша экскаватора, то невозможно представить, чтобы режущая кромка этих деталей вообще не изнашивалась. Но когда в трении участвует две детали и между ними находится смазка, то условия контакта деталей меняются. Здесь трущуюся пару можно рассматривать как термодинамическую систему, где возможен обмен поверхностями трения с внешней средой (смазкой) энергией и веществом и, следовательно, возможно образование новых структур на основе самоорганизующихся процессов.

### **Механизм избирательного переноса**

#### **Начальный период**

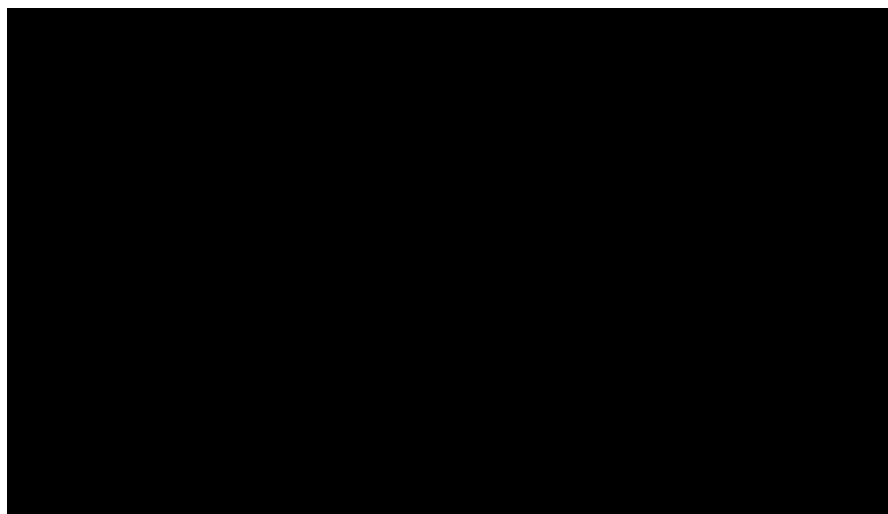


Рисунок 63 - механизм образования безызносности

- 1) в паре трения сталь-сталь смазочный материал окисляется, образующиеся кислоты растворяют поверхностные слои медных вставок и доставляют в смазочную систему ионы меди;
- 2) ионы меди, циркулируя в смазочной системе, осаждаются на поверхности деталей только в зоне трения; узкие щели на деталях по отношению к массе детали представляют собой анодные участки; ионы меди втягиваются в зазоры сопряжений;
- 3) в результате коллективного взаимодействия ионов происходит кристаллизация и образуется тонкая пленка меди, покрывающая поверхности трения деталей [21].

### **Установившийся режим**

После того как поверхности трения покроются пленкой меди, пара трения сталь-сталь становится парой медь-медь. Это приводит к снижению трения и, как результат, к снижению интенсивности окисления масло-металлической смеси и прекращению растворения медных материалов;

В установившемся режиме трения медная пленка не изнашивается. Ее частицы могут переходить с одной поверхности трения на другую. Продукты износа пленки удерживаются в зазоре электрическими силами.



Рисунок 64 - образование сервовитной пленки на шасси самолета ТУ-104.

**Трение не может уничтожить пленку, оно ее создает.**

Металлическую медную пленку, образующуюся в процессе трения, называют "сервовитной" (от лат. servo-witte спасать жизнь). Она представляет собой вещество (в данном случае металл), образованное потоком энергии и существующее в процессе трения. При деформировании сервовитная пленка

не разрушается и не подвергается усталостному разрушению. Она воспринимает все нагрузки, покрывая шероховатость поверхностей стальных деталей, которые практически не участвуют в процессе трения. Структура пленки отличается от структуры обычной меди, а именно: она «квазижидкая» - имеет много вакансий и мало дислокаций [21].



Рисунок 65 - вкладыши коленчатого вала двигателя

В зависимости от вида смазочного материала, условий работы узла трения и конструкционных материалов, из которых изготовлены трущиеся детали, механизм формирования сербовитной пленки может быть различным.

При обычном трении, как без смазочного материала, так и при граничной смазке, детали контактируют на очень малой площади, составляющей  $0,01...0,0001$  номинальной площади сопряженных поверхностей. В результате участки фактического контакта испытывают весьма высокие напряжения, что приводит к их взаимному внедрению, пластической деформации и, следовательно, к интенсивному изнашиванию. При граничном трении контакт сопряженных поверхностей происходит только в отдельных точках, то при ИП он осуществляется через пластически деформируемый мягкий и тонкий слой металла. В результате площадь фактического контакта возрастает в десятки раз, а материал деталей испытывает лишь упругие деформации [21].



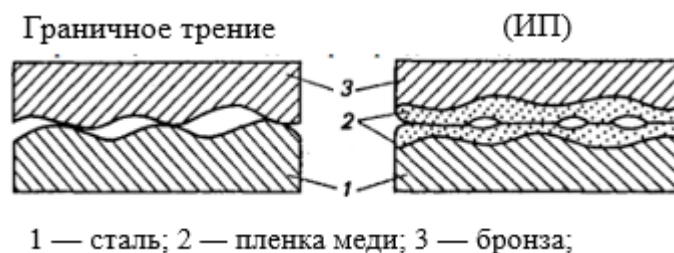


Рисунок 66 - граничное трение и трение при избирательном переносе.

Толщина сервовитной пленки достигает 1...2 мкм, что соответствует размерам неровностей (или перекрывает их) большинства деталей общего машиностроения. При граничной смазке взаимодействие неровностей поверхностей вызывает усталостное изнашивание. При ИП трение непрерывное (континуальное), площадки контакта плоские. Имеющиеся методы определения площади контакта, формулы сближения поверхностей, кривые опорной поверхности, а также методы и приборы для исследования свойств контакта не годятся для условий ИП.

При трении с граничной смазкой и трении без смазочного материала поверхности деталей всегда покрыты окисными пленками (рис. 2), которые, как известно, предотвращают непосредственный контакт металлических поверхностей и их схватывание при разрушении масляных пленок. Масляные пленки чаще всего разрушаются при температурных вспышках в зоне непосредственного контакта шероховатостей.

Однако окисные пленки хрупки, не способны многократно деформироваться, поэтому в процессе трения разрушаются в первую очередь, в результате чего их защитное действие ослабевает. С повышением температуры в зоне трения окисные пленки утолщаются, но при этом увеличивается объем их разрушения.

В режиме ИП трение происходит без окисления поверхностей и поэтому не сопровождается образованием окисных пленок. Защиту поверхностей от окисления выполняют плотные слои положительно заряженных

адсорбированных поверхностно-активных веществ, которые образуются в процессе трения и предотвращают поступление кислорода к серовитной пленке. Отсутствие окисных пленок уменьшает работу выхода электрона и способствует протеканию хемосорбционных процессов, в результате создается дополнительная защита от изнашивания. При обычном трении окисные пленки препятствуют выходу дислокаций на поверхность, это усиливает наклёп поверхностного слоя и его разрушение. Серовитная пленка не наклепывается и может многократно деформироваться без разрушения, так как при отсутствии окисных пленок дислокации в ней легко выходят на поверхность и разряжаются. Поскольку пленка еще и пориста, то дислокации могут разряжаться в поры самой пленки [21].

**Условия создания безызносности в закрытой термодинамической системе:**

- разработка металлоплакирующих смазочных материалов с добавлением медных/оловянных/бронзовых частиц к ним;
- разработка материалов, содержащих металлоплакирующий состав, обеспечивающий в процессе трения формирование серовитной пленки;
- разработка конструктивных мероприятий (медные/оловянные/бронзовые вставки или специальные металлоплакирующие элементы в конструкцию узла трения), обеспечивающие образование серовитной пленки;
- обеспечение глицериновой смазки и правильного соотношения глицерина к маслу [21].

**Практическое применение эффекта безызносности и эксперименты, направленные на проверку работоспособности данного процесса.**

После того, как обнаружился медный или оловянный слой на поверхностях при разборке механизмов для осмотра или ремонта, данный процесс начал изучаться, а также нашлось объяснение данному эффекту.

Данной теме посвящена книга [\*], а также множество диссертаций, в которых упоминается данная тема. Обратимся к применению и обнаружениям:

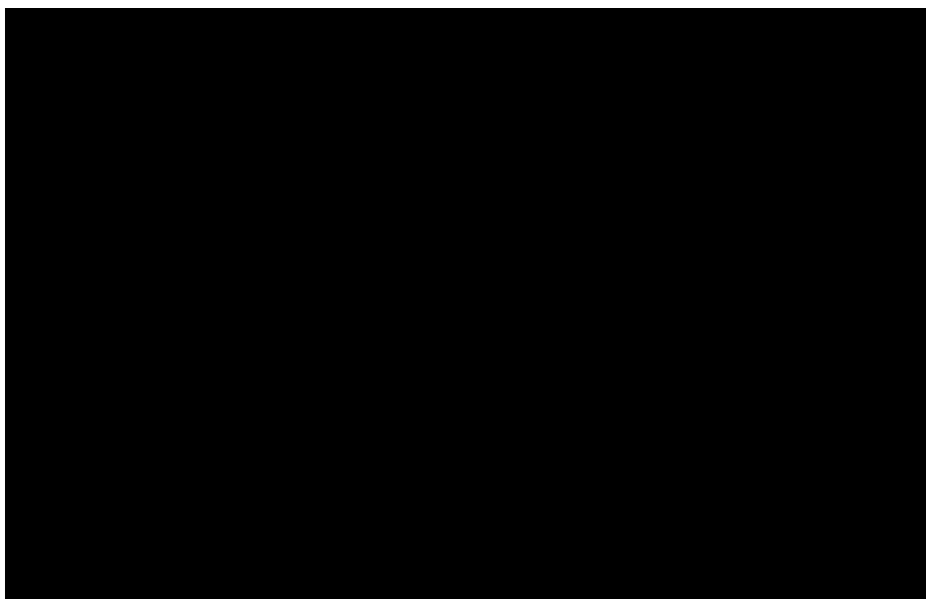


Рисунок 67 - практическое применение

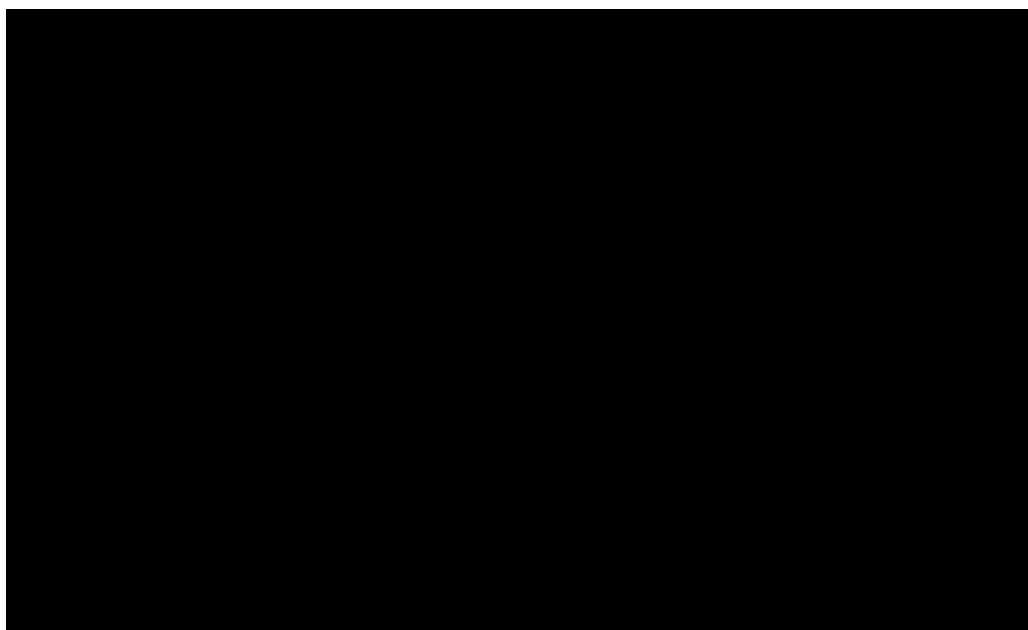


Рисунок 68 - зависимость интенсивности изнашивания от давления за 20 км пробега

Из содержания диссертации автора [13] данный эксперимент проводился при добавлении в масло (глицерин+масло) разного состава металлоплакирующего состава, а именно: медь, олово, медно-оловянный сплав в разных соотношениях и разных концентрациях. Был выявлен

наиболее оптимальный состав и концентрация для обеспечения минимальной интенсивности изнашивания. При концентрации 1% медно-оловянного стеарата достигается:

- Снижение интенсивности изнашивания в 17-20 раз
- Повышается нагрузочная способность в 1,5 раза

Итог: при ИП детали не имеют непосредственного контакта, контакт осуществляется за счет сервовитной пленки, которая даже при высокой динамике может воспринимать нагрузки и не разрушаться за счет её пористости. В то время как граничное трение таких преимуществ не обеспечивает и происходит контакт двух поверхностей [21].

**Применение эффекта безызносности в поршневых компрессорах с целью уменьшения износа от действия реверсивной и нереверсивной нагрузок.**

В поршневом компрессоре, как и в большинстве агрегатов, имеются механизмы, которые в своем составе имеют пары трения. В основном к данным узлам предъявляется большое требование, т.к. они являются наиболее важными, т.к. в данных узлах концентрируются большие нагрузки при наличии динамики и значительного давления соответственно износ в данных узлах более чем интенсивный.

Рассмотрим два случая:

Случай, когда возникает нереверсивная нагрузка и последствия необратимы, то есть *система не способна вернуться в исходное состояние самопроизвольно* без вмешательства в процессе эксплуатации, на этапе ремонта или на этапе проектирования.

*Второй случай – система самопроизвольно восстанавливает повреждения.*

В данной ситуации предлагается следующий вариант решения, когда возникает нереверсивная нагрузка и система способна самопроизвольно,

посредством самоорганизующихся процессов, устранить возникшие повреждения на деталях, а конкретнее на поверхностях взаимодействия (трения). В данном случае речь пойдет о процессе избирательного переноса (эффект безызносности).

В рамках данной работы будет рассматриваться узел трения крейцкопфа и пальца крейцкопфа, как один из наиболее важных в силу того, что в данном узле обеспечивается реверсивная нагрузка. При различных причинах может возникать нереверсивная нагрузка. Это означает, что палец крейцкопфа будет находится на одной стороне поверхности крейцкопфа, не двигаясь на противоположную и соответственно предыдущая будет испытывать масляное голодание. Для того чтобы избавиться от износа, возникшего от недостатка масла будет иметь место применение эффекта безызносного трения в данном узле.

Построим данный узел и произведем расчет на прочность для выяснения месторасположения концентрации нагрузки. Воспользуемся программным обеспечением Solidworks.

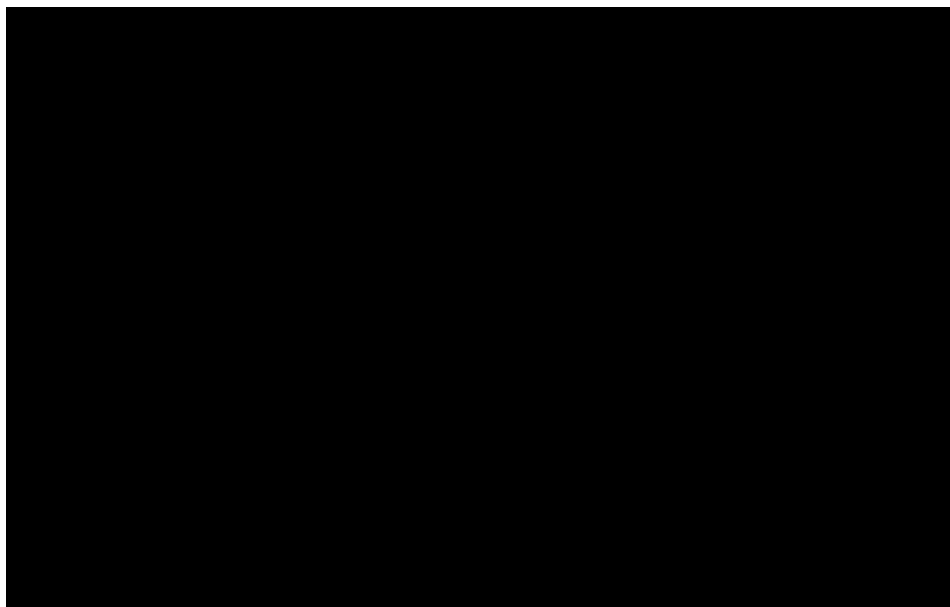


Рисунок 69 - узел крейцкопфа, пальца и шатуна

Для более детального рассмотрения распределения напряжений разделим механизм на пары по ступеням нагружения от шатуна к крейцкопфу:

### Напряжения в узлах

#### 1. Шатун с вкладышем

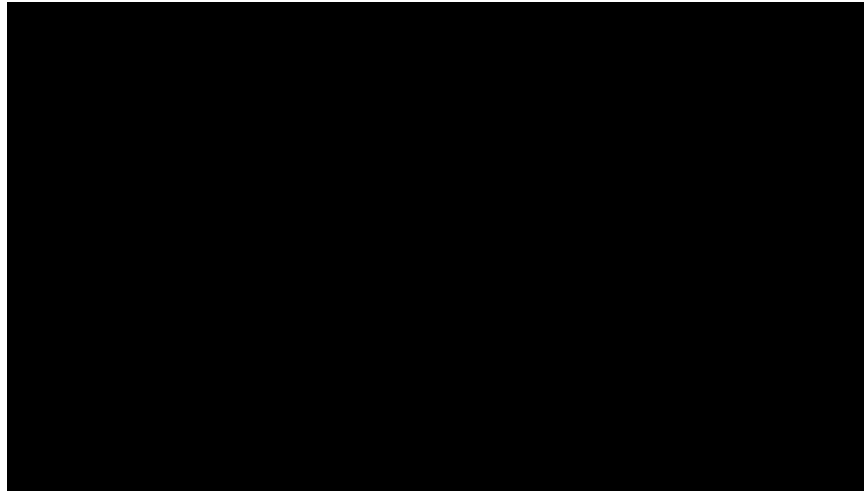


Рисунок 70 – шатуна и вкладыша

Максимальное напряжение: 336 МПа, наблюдается в зоне контакта вкладыша и поверхностью шатуна

*Примечание: предел текучести для твердотянутой меди: 355 МПа, а для литой стали 35НГМЛ: 589 МПа. (см. приложение 1)*

Следовательно, узел способен работать при заданных нагрузках.

#### 2. Вкладыш шатуна и палец.

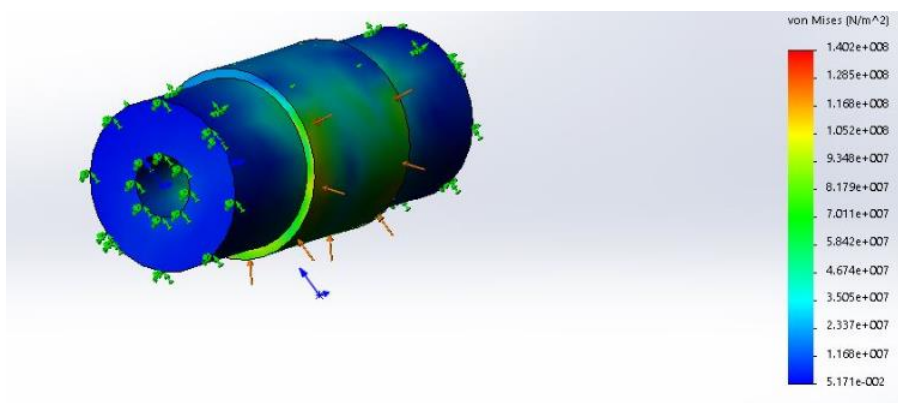


Рисунок 71 – шатуна и вкладыша

Максимальное напряжение: 140 МПа, наблюдается на поверхности вкладыша.

*Примечание: предел текучести для твердотянутой меди: 355 МПа, а для литой стали 35НГМЛ: 589 МПа. (см. приложение 1)*

Следовательно, узел способен работать при заданных нагрузках.

### 3. Палец крейцкопфа и вкладыши.

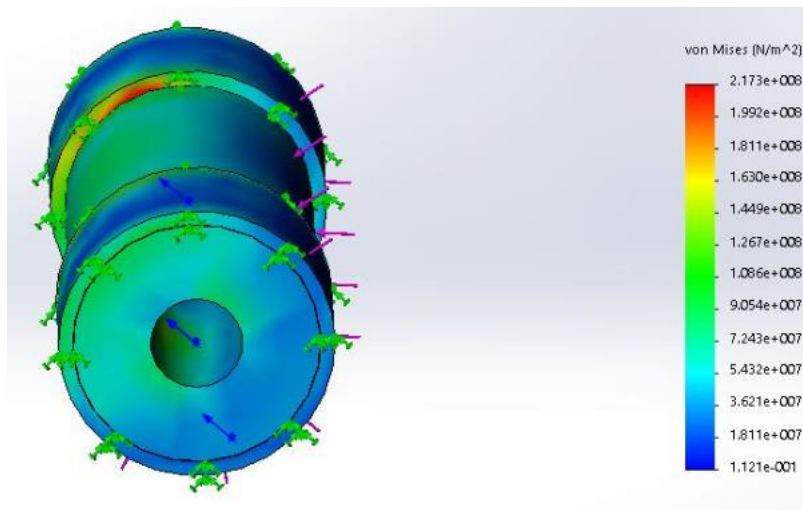


Рисунок 72 – шатуна и вкладыша

Максимальное напряжение: 217 МПа, наблюдается в зоне контакта пальца и вкладыша, преимущественное на вкладыше.

*Примечание: предел текучести для твердотянутой меди: 355 МПа, а для литой стали 35НГМЛ: 589 МПа. (см. приложение 1)*

Следовательно, узел способен работать при заданных нагрузках.

### 4. Вкладыши крейцкопфа и крейцкопф

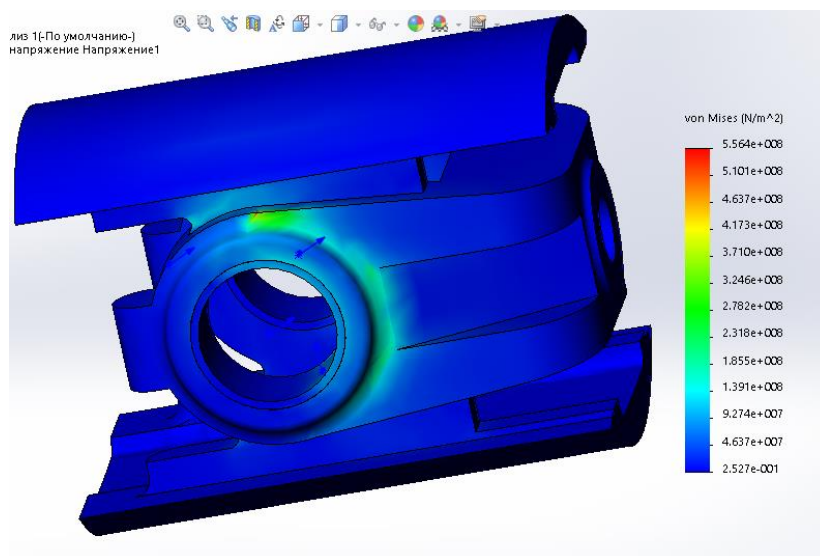


Рисунок 73 – шатуна и вкладыша

Максимальное напряжение: 556 МПа, наблюдается на крейцкопфе. Предполагаю, что в процессе проектирования образовался концентратор напряжения и в нем возникло данное напряжение. В других областях наблюдается нормальное, не критичное напряжение.

*Примечание: предел текучести для твердотянутой меди: 355 МПа, а для литой стали 35НГМЛ: 589 МПа. (см. приложение 1)*

Как и ранее предполагалось, видно, что наибольшие напряжения возникают в зоне контакта пальца крейцкопфа и крейцкопфом.

Приминение безызносности будет крайне востребованным в силу того, что при действии нереверсивной нагрузки поверхности соприкосновения пальца крейцкопфа и самого крейцкопфа будут интенсивно изнашиваться, что повлечет за собой выход из строя данного узла вплоть до заклинивание поршня.

Для создания процесса безыносного трения в поршневом компрессоре необходимо обеспечить: глицерино-масляную смазывающую жидкость, применение одного из условия создания эффекта безызносности (присадки, вставки, материалы), модернизация маслосистемы с целью выноса из масла только тех компонентов, которые не участвуют в процессе создания безыносного трения, а это продукты окисления (окислы), стружка стальная.

Наличие безыносного трения в поршневом компрессоре обеспечит долговечную и надежную работу в течении длительного времени.

Вывод по данному решению: универсальный характер технологии позволяет восстановить ресурс, продлить срок службы и обеспечить надежность эксплуатации предельно изношенного механического оборудования и техники во всех отраслях экономики: в энергетике, в ЖКХ, на транспорте, в сельском хозяйстве, в нефте-, угле- и газодобыче, в промышленности, в личном подсобном хозяйстве и т. д. Восстанавливается, увеличивается и выравнивается по цилиндрам компрессия в ДВС и в компрессорах; устраняется износ, уменьшается шум, вибрация, температура



саморазогрева в трансмиссии, в редукторах, в мультипликаторах, в турбодетандерах, в гидравлических системах, во всех видах приводов и подшипников качения, вообще, в любых механических узлах; устраняется перегрев цапфовых и всех видов подшипников скольжения.

## **6.5 Установка, ремонт, техническое обслуживание**

Необходимо выполнять ТО и ремонт согласно регламенту завода изготовителя, не игнорируя ни единого пункта и соблюдая все правила. Обслуживающий персонал необходимо обучать в специализированных центрах, которые контактируют с новыми технологиями, созданными заводом-изготовителем.

Необходимо иметь взаимосвязь с заводом изготовителем для того, чтобы постоянно модифицировать ПК и применять самые новые технологии, т.к. завод изготовитель занимается исследованием различных проблем и выносит решения, которые избавят от глобальных проблем эксплуатации ПК.

К примеру, ремонт компрессора должен проводиться в соответствии с этапами:

Этапы ремонта поршневых компрессоров:

- 1) остановка оборудования;
- 2) разборка на узлы и детали;
- 3) промывка;
- 4) дефектация;
- 5) ремонт или замена запасных части на поршневые компрессоры;
- 6) сборка;
- 7) обкатка.

**ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА**  
**«ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТЬ И**  
**РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ»**

Магистранту:

<b>Группа</b>	<b>ФИО</b>
2БМ74	Сироткину Алексею Сергеевичу

<b>Школа</b>	<b>ИШПР</b>	<b>Отделение школы (НОЦ)</b>	<b>ОНД</b>
Уровень образования	Магистрант	Направление/специальность 21.04.01. Нефтегазовое дело.	«Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов»

**Исходные данные к разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»:**

1. <i>Стоимость ресурсов научного исследования (НИ): материально-технических, финансовых, информационных и человеческих</i>	1. <i>Оценка затрат на проведение научно-исследовательской работы по исследованию технических решений по предотвращению нереверсивной нагрузки.</i>
2. <i>Используемая система налогообложения, ставки налогов, отчислений, дисконтирования и кредитования</i>	1. <i>Налоговый кодекс РФ</i> 2. <i>Постановление Правительства РФ от 01.01.2002 N 1 (ред. от 07.07.2016) "О Классификации основных средств, включаемых в амортизационные группы".</i>

**Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:**

1. <i>Оценка эффективности НИ «исследование обоснования эффективности решения технических проблем по предотвращению нереверсивной нагрузки» с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения</i>	1. <i>Оценка перспективности исследования в целях повышения технико-экономических показателей</i>
2. <i>Планирование и формирование бюджета научных исследований</i>	1. <i>Составление календарного плана проекта с учетом необходимых и трудовых затрат</i>
3. <i>Определение ресурсной (ресурсосберегающей), финансовой, бюджетной, социальной и экономической эффективности исследования</i>	1. <i>Определение основных статей расходов на реализацию проекта;</i> 2. <i>Составление сметы затрат;</i> 3. <i>Формирование бюджета для проведения научно-исследовательского проекта.</i>

**Перечень графического материала**

1. <i>Расчетные формулы: материальные затраты, заработная плата, отчисления во внебюджетные фонды, накладные расходы, амортизационные отчисления</i>
2. <i>Таблицы:</i> <ul style="list-style-type: none"> <li>– <i>стоимость перечня оборудования для проведения исследования;</i></li> <li>– <i>должностные месячные оклады;</i></li> <li>– <i>годовой фонд рабочего времени научно-технического персонала;</i></li> </ul>

- *среднедневная заработная плата для научно-технического персонала;*
- *продолжительность работ, выполняемых научно-техническим персоналом;*
- *размер обязательных отчислений страховых взносов;*
- *затраты на проведение научно-технического исследования.*

**Дата выдачи задания для раздела по линейному графику**

**Задание выдал консультант:**

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Романюк Вера Борисовна	к.э.н., доцент		

**Задание принял к исполнению студент:**

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2БМ74	Сироткин Алексей Сергеевич		27.03.2019г.

## **7. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение**

### **Введение**

В магистерской диссертации исследуются технические решения по предотвращению нереверсивной нагрузки, а также техническое решение, направленное на уменьшение износа деталей при наличии реверсивной и нереверсивной нагрузки. С этой целью необходимо рассчитать и сформировать бюджетный фонд, для проведения научно-исследовательской работы по повышению долговечности и работоспособности узлов поршневого компрессора.

#### **7.1 Экономическое обоснование исследования технических решений по предотвращению нереверсивной нагрузки в поршневом компрессоре с целью увеличения его долговечности.**

В данной главе отражены и проведены расчеты всех видов расходов, направленных на проведение научного исследования технических решений. Затраты на выполнение научно-исследовательского проекта включают в себя следующие элементы:

- затраты на оборудование и рабочие компоненты;
- затраты на оплату труда;
- затраты на страховые взносы;
- контрагентные расходы;
- накладные расходы.

##### **7.1.1 Расчет затрат на оборудования и компоненты для проведения научных исследования.**

Специальное оборудование необходимо для проведения исследования технических решений по предотвращению нереверсивной нагрузки.

Стоимость всего перечня оборудования, которое являются составляющими компонентами испытательного стенда представлена в таблице 4.1.

Таблица 7.1 – Стоимость перечня оборудования для стенда испытательного

Наименование	Кол-во	Цена единицы оборудования, тыс. руб.	Общая стоимость оборудования, (З <sub>д</sub> ), тыс. руб.
1	2	3	4
Персональный компьютер	1	20,3	20,3
Программное обеспечение Microsoft office	1	4,1	4,1
Итоговая цена			24,4

Общие единоразовые вложения на приобретение различного рода дополнительного оборудования и рабочих компонентов составили:

$$З_d = 24,4 \text{ тыс. руб.}$$

### 7.1.2 Расчет заработной платы

Для выполнения научных исследований формируется рабочая группа, в состав которой могут входить научные сотрудники и преподаватели, инженеры, техники и лаборанты, численность групп может варьироваться. Проект рассчитан на два года (таблица 2).

Таблица 7.2 – Продолжительность работ, выполняемых научно-техническим персоналом

Показатели рабочего времени		Руководитель	Лаборант
1		2	4
Календарное число дней	с 01.06 по 31.12 2017 г.	214	
	2018 г.	365	
	с 01.01 по 31.05 2019 г.	152	

Количество нерабочих дней - выходные и праздничные дни	с 01.06 по 31.12 2017 г.	36	65	
	2018 г.	98	118	
	с 01.01 по 31.05 2019 г.	36	56	
Потери рабочего времени, дни - отпуск невыходы по болезни	с 01.06 по 31.12 2017 г.	9	28	-
	2018 г.	62	32	26
	с 01.01 по 31.05 2019 г.	-	-	2
Продолжительность работ, выполняемых научно-техническим работником в период с 01.06.2017 по 31.05.2019 г., раб. дн.		490	432	464

По каждому виду запланированных работ устанавливается соответствующая должность исполнителей, для которых необходимо рассчитать необходимый фонд оплаты труда. Данная статья расходов включает расчеты среднедневной заработной платы, месячного должностного оклада и основной заработной платы научных и инженерно-технических работников, непосредственно участвующих в выполнении работ по данной теме. В данном проекте такими работниками являются руководитель и лаборант.

Основная заработная плата рассчитывается по следующей формуле:

$$З_{\text{осн}} = З_{\text{дн}} \cdot T_p \quad (22)$$

где:  $З_{\text{осн}}$  – основная заработная плата одного работника;

$T_p$  – продолжительность работ, выполняемых научно-техническим работником, раб. дн. (таблица 3);

$З_{\text{дн}}$  – среднедневная заработная плата работника, руб.

Среднедневная заработная плата рассчитывается по формуле:

$$З_{\text{дн}} = \frac{З_{\text{м}} \cdot М}{F_{\text{д}}} \quad (23)$$

где:  $З_{\text{м}}$  – месячный должностной оклад работника, руб.;

$М$  – количество месяцев работы без отпуска в течение года:

при отпуске в 24 раб. дня  $М = 11,2$  месяца, 5-дневная неделя;

при отпуске в 48 раб. дней  $М = 10,4$  месяца, 6-дневная неделя;

$F_{\text{д}}$  – действительный годовой фонд рабочего времени научно-технического персонала, раб. дн. (таблица 3).

Таблица 7.3 – Годовой фонд рабочего времени научно-технического персонала в 2017 г.

Показатели рабочего времени	Руководитель	Лаборант
1	2	4
Календарное число дней	365	
Количество нерабочих дней - выходные и праздничные дни	98	118
Потери рабочего времени, дни - отпуск	48	24
- невыходы по болезни	16	10
Действительный годовой фонд рабочего времени, дни	203	213

Произведя расчет по формуле 2 с учетом годового фонда рабочего времени, получим среднедневную заработную плату для каждого рабочего (таблица 4).

Месячный должностной оклад работника:

$$З_{\text{м}} = З_{\text{тс}} \cdot (1 + k_{\text{пр}} + k_{\text{д}}) \cdot k_{\text{р}} \quad (24)$$

где:  $З_{\text{тс}}$  – заработная плата по тарифной ставке, руб.;

$k_{\text{пр}}$  – премиальный коэффициент, равный 0,3;

$k_{\text{д}}$  – коэффициент доплат и надбавок составляет примерно 0,2;

$k_{\text{р}}$  – районный коэффициент, равный 1,3 (для Томска).

Произведя расчет по формуле 24 с учетом коэффициентов, получим месячный должностной оклад работника (таблица 4.4). С учетом формулы 22, с учетом продолжительности работ для каждого научно-технического работника, получим основную заработную плату работника за период с 01.06.2017 по 31.05.2019 г. (таблица 4.4).

Таблица 7.4 – Расчет заработной платы

Профессия	Разряд	Оклад работника, руб./мес.	Тарифный фонд ЗП, руб.	Тарифная ставка руб./день	Время на проведении мероприятия, дней	Основная ЗП за период с 01.06.2017 по 31.05.2019 г.
Руководитель	4	25500	13080	1307	490	640430
Лаборант	1	11700	6000	615	464	285360
<b>Итого</b>		37200	19080			925790

Общие затраты на основную заработную плату научно-технического персонала, непосредственно участвующего в проводимых работах, составляют 925790 руб. (девятьсот двадцать пять тысяч семьсот девяносто рублей).

### 7.1.3 Затраты на единоразовые выплаты (премии)

Помимо заработной платы работникам выплачиваются премии по результатам работ (таблица 4.5).



Таблица 7.5 – Суммы единовременных выплат

Исполнитель	Сумма выплаты, руб.
Руководитель	100 000
Лаборант	60 000
<b>Итого</b>	<b>160 000</b>

#### 7.1.4 Страховые взносы во внебюджетные фонды

Данная статья расходов отражает страховые взносы в государственные внебюджетные фонды: фонд социального страхования (ФСС), пенсионный фонд России (ПФР) и фонд обязательного медицинского страхования (ФФОМС) от фонда оплаты труда работников по ставкам, определенным законодательством РФ.

Величина отчислений во внебюджетные фонды определяется исходя из следующей формулы:

$$З_{\text{внеб}} = k_{\text{внеб}} \cdot (З_{\text{осн}} + З_{\text{доп}}) \quad (25)$$

где:  $k_{\text{внеб}}$  – коэффициент отчислений на уплату в государственные внебюджетные фонды

На основании п. 4-10 ст. 427 НК РФ, действующего с 01.01.2019 для учреждений, осуществляющих образовательную и научную деятельность в 2019 году водится пониженная ставка

Таблица 7.6 – Пониженные тарифы взносов 2019г.

Категория страхователя	Коды ОКВЭД видов деятельности	Тариф для расчетов взносов		
		в ПФР	в ФСС на ВНиМ	в ФФОМС
Некоммерческие организации на УСН, ведущие деятельность в сфере социального обслуживания граждан, научных	37, 86, 87, 88, 93 и др.	20%	0%	0%

исследований и разработок, образования, здравоохранения, культуры, искусства и массового спорта, кроме профессионального				
--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------	--	--	--	--

Таблица 7.7 – Размер обязательных отчислений страховых взносов

Вид затрат	Руководитель	Лаборант
Количество работников	1	1
Основная ЗП и премия, руб.	740430	345360
ПФР (20%)	148086	69072
Страхование от несчастных случаев (2 класс, тариф 0,3%)	2221,3	1036,1
Всего, руб.	150307,3	70108,1
<b>Общая сумма, руб.</b>		<b>220415,4</b>

### 7.1.5 Расчет амортизации основного оборудования

Персональный компьютер относится ко второй группе основных средств, включаемых в амортизационные группы (имущество со сроком полезного пользования от 2 до 3 лет включительно), согласно Постановлению Правительства РФ от 01.01.2002 N 1 (ред. от 07.07.2016) "О Классификации основных средств, включаемых в амортизационные группы".

При линейном способе начисления амортизации, выплаты начисляются равными долями в течении всего срока эксплуатации.

$$A_{\text{отчисления}} = C_{o.c.} \cdot N_{\text{арм}} \quad (26)$$

Где:  $A_{\text{отчисления}}$  – амортизационные отчисления;

$C_{o.c.}$  – первоначальная стоимость основного  
оборудования;

$H_{арм}$  – норма амортизации.

Норма амортизации - это установленный годовой процент возмещения стоимости изношенной части основных средств.

$$H_{арм} = \frac{100\%}{3} = 33,3\%$$

Рассчитаем ежегодные амортизационные отчисления по формуле (26)

$$A_{отчисления} = 24400 \cdot \frac{33\%}{100\%} = 8052 \text{ руб.}$$

Ежемесячные амортизационные отчисления  $A_{отчисления} = \frac{8052}{12} = 671 \text{ руб.}$

За 2 года использования основного оборудования, амортизационные отчисления составят 16104 руб.

#### 7.1.6 Накладные расходы

Величина накладных затрат обуславливается расходами, не попавшими в предыдущие статьи расходов, такие как печать, ксерокопирование материалов исследований, оплата услуг связи, электроэнергии и т.д. Она рассчитывается согласно формуле:

$$З_{накл} = k_{пр} \cdot \sum_5^1 З_i \quad (27)$$

где:  $k_{пр}$  – коэффициент, учитывающий накладные расходы.

Величина коэффициента накладных расходов принимается в размере 16% (т.е. 0,16).

$$З_{накл} = 0,16 \times (24,4 + 925,79 + 160 + 220,42 + 16,1) = 215,5 \text{ тыс. руб.}$$

#### 7.1.7 Формирование бюджета научно-исследовательского проекта

Величина бюджета на разработку научно-исследовательской продукции является нижним пределом по уровню затрат, который защищается научной организацией при формировании договора с заказчиком.

Бюджет включает в себя учет всех ранее рассчитанных необходимых затрат, для проведения научных исследований и получения, в конечном итоге, продукт, который и является целью работы.

Таблица 7.8 – Перечень работ и их стоимость, относящихся к контрагентныни расходам

Наименование статьи	Сумма, тыс. руб.	Примечание
1. Затраты на специальные оборудования и компоненты	24,4	Пункт 1.1
2. Затраты по основной заработной плате	925,79	Пункт 1.2
3. Затраты по дополнительной заработной плате	160	Пункт 1.3
4. Страховые взносы во внебюджетные фонды	220,42	Пункт 1.4
5. Амортизационные отчисления	16,1	Пункт 1,5
6. Накладные расходы	215,5	Пункт 1.6
7. Итоговая величина затрат	1562,2	Сумма ст. 1-6

Бюджетный фонд, сформированный для проведения научно-исследовательской работы с целью увеличения долговечности агрегата, составил 1562,2 тыс. руб.

### Вывод

Согласно проведенным исследованиям, бюджет включает в себя учет всех ранее рассчитанных необходимых затрат, для проведения научных исследований и получения, в конечном итоге, продукт, который и является целью работы. Согласно данным из таблицы 4.8 бюджетный фонд, сформированный для проведения научно-исследовательской работы, составил 2508,348 тыс. руб.

## ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА «СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ»

Студенту:

Группа	ФИО
2БМ74	Сироткину Алексею Сергеевичу

Школа	ИШПР	Отделение школы (НОЦ)	ОНД
Уровень образования	Магистрант	Направление/специальность 21.04.01. Нефтегазовое дело.	«Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов»

### Исходные данные к разделу «Социальная ответственность»:

<p>1. Описание рабочего места (рабочей зоны, технологического процесса, механического оборудования) на предмет возникновения:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– вредных проявлений факторов производственной среды (метеоусловия, вредные вещества, освещение, шумы, вибрации, электромагнитные поля, ионизирующие излучения)</li> <li>– опасных проявлений факторов производственной среды (механической природы, термического характера, электрической, пожарной и взрывной природы)</li> <li>– негативного воздействия на окружающую природную среду (атмосферу, гидросферу, литосферу)</li> <li>– чрезвычайных ситуаций (техногенного, стихийного, экологического и социального характера)</li> </ul>	<p>Рабочая зона – Мыльджинское газоконденсатное месторождение, в дожимная компрессорная станция. Оборудование: четырехцилиндровый поршневой компрессор «Ariel» JGJ 4/1, предназначенный для утилизации низконапорных газов.</p> <p>Вредные факторы:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– повышенный уровень шума;</li> <li>– повышенный уровень вибрации;</li> <li>– углеводороды, входящие в состав низконапорного газа и газового конденсата, а также метанол, образуют с воздухом взрывопожароопасные смеси, а их повышенная концентрация в рабочей зоне создает опасность для здоровья персонала. Природный газ в больших концентрациях оказывает на человека удушающее действие.</li> <li>– механические опасности.</li> </ul> <p>Воздействие на окружающую среду:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– загрязнение атмосферы;</li> <li>– загрязнение литосферы.</li> </ul> <p>Защита в чрезвычайных ситуациях:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– техногенная ЧС.</li> </ul>
----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------	------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------

<p>2. Перечень законодательных и нормативных документов по теме</p>	<p>ГОСТ 12.0.003-2015 ССБТ. Опасные и вредные производственные факторы. Классификация. ГОСТ 12.1.003-2014 ССБТ. Шум. Общие требования безопасности. ГОСТ 12.1.007-76 ССБТ. Вредные вещества. Классификация и общие требования безопасности. ГОСТ 12.4.011-89 ССБТ. Средства защиты работающих. Общие требования и классификация. СН 2.2.4/2.1.8.562–96. Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории застройки.</p>
---------------------------------------------------------------------	-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------

### Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:

<p>1. Анализ выявленных вредных факторов проектируемой производственной среды в следующей последовательности:</p>	<p>Физико-химическая природа вредных веществ:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– повышенный уровень шума;</li> <li>– повышенный уровень вибрации;</li> </ul>
-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------	------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------

<ul style="list-style-type: none"> <li>– физико-химическая природа вредности, её связь с разрабатываемой темой;</li> <li>– действие фактора на организм человека;</li> <li>– приведение допустимых норм с необходимой размерностью (со ссылкой на соответствующий нормативно-технический документ);</li> <li>– предлагаемые средства защиты (сначала коллективной защиты, затем – индивидуальные защитные средства)</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>– повышенная концентрация углеводов в окружающей среде.</li> </ul> <p>Действие факторов на организм человека:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– повышение кровяного давления;</li> <li>– ухудшение внимательности и памяти;</li> <li>– снижение остроты зрения и слуха;</li> <li>– замедление скорости реакции;</li> <li>– быстрое утомление.</li> </ul> <p>Средства коллективной защиты:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– демпферы и виброгасители;</li> <li>– звукоизолирующие кожухи.</li> </ul> <p>Средства индивидуальной защиты:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– одежда с виброизолирующими элементами;</li> <li>– защитные очки и каска;</li> <li>– беруши;</li> <li>– противошумные наушники;</li> <li>– противошумные вкладыши;</li> </ul>
<p>2. Анализ выявленных опасных факторов проектируемой производственной среды в следующей последовательности</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– механические опасности (источники, средства защиты);</li> <li>– термические опасности (источники, средства защиты);</li> <li>– электробезопасность (в т.ч. статическое электричество, молниезащита – источники, средства защиты);</li> <li>– пожаровзрывобезопасность (причины, профилактические мероприятия, первичные средства пожаротушения)</li> </ul>	<p>Источник опасных факторов:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- работающие клапана;</li> <li>- маслосистема.</li> </ul> <p>Средства защиты:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- защитные экраны;</li> <li>- термостойкие перчатки;</li> <li>- системы пожаротушения.</li> </ul> <p>Причины пожаров:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- механическое повреждение патрубков;</li> <li>- утечка газа.</li> </ul> <p>Профилактические мероприятия:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- обучение пожарной ТБ;</li> <li>- контроль оборудования.</li> </ul> <p>Первичные средства пожаротушения:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- огнетушитель;</li> <li>- песок.</li> </ul>
<p>3. Охрана окружающей среды:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– защита селитебной зоны</li> <li>– анализ воздействия объекта на атмосферу (выбросы);</li> <li>– анализ воздействия объекта на гидросферу (сбросы);</li> <li>– анализ воздействия объекта на литосферу (отходы);</li> <li>– разработать решения по обеспечению экологической безопасности со ссылками на НТД по охране окружающей среды.</li> </ul>	<p>Защита селитебной зоны: учет санитарно-защитной зоны при строительстве газоперекачивающих станций.</p> <p>Воздействие на атмосферу: выбросы продуктов сжигания и сепарации.</p> <p>Воздействие на гидросферу: возможный разлив смазочно-охлаждающих жидкостей.</p> <p>Воздействие на литосферу: твердые бытовые отходы при техническом обслуживании и ремонте агрегатов.</p> <p>Решения по обеспечению экологической безопасности:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- соблюдение инструкций при операциях по наливу и сливу смазочно-охлаждающих жидкостей;</li> <li>- Все работники должны быть обучены безопасности труда в соответствии с ГОСТ 12.0.004-90;</li> <li>- применение индивидуальных средств защиты по типовым отраслевым нормам при работе с нефтепродуктами.</li> </ul>
<p>4. Защита в чрезвычайных ситуациях:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– перечень возможных ЧС на объекте;</li> <li>– выбор наиболее типичной ЧС;</li> </ul>	<p>Наиболее типичная ЧС:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– пожар, взрыв в ангаре.</li> <li>– утечка углеводов.</li> </ul>

<ul style="list-style-type: none"> <li>– разработка превентивных мер по предупреждению ЧС;</li> <li>– разработка мер по повышению устойчивости объекта к данной ЧС;</li> <li>– разработка действий в результате возникшей ЧС и мер по ликвидации её последствий</li> </ul>	<p>ЧС может случиться из-за:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– возгорание элементов;</li> <li>– короткое замыкание;</li> <li>– ошибка персонала, человеческий фактор;</li> <li>– сбой автоматизированного процесса.</li> </ul> <p>В случае возникновения данной аварийной ситуации необходимо действовать согласно инструкции, предписанной данному предприятию на случай возникновения ЧС.</p>
<p>5. Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– специальные (характерные для проектируемой рабочей зоны) правовые нормы трудового законодательства;</li> <li>– организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны</li> </ul>	<p>-Правила безопасного ведения работ регламентируются ПБ 12-368-00 "Правила безопасности в газовом хозяйстве". Допуск к работе имеют лица не моложе 18 лет, прошедшие медицинское освидетельствование в установленном порядке и не имеющие противопоказаний к выполнению данного вида работ, обученные безопасным методам и приемам работы, применению средств индивидуальной защиты, правилам и приемам оказания первой медицинской помощи пострадавшим и прошедшие проверку знаний в установленном порядке.</p> <p>-Действующая с 1 января 2014 г. редакция ТК РФ определяет, что работникам, занятым на работах с вредными и (или) опасными условиями труда, положены следующие гарантии и компенсации:</p> <ol style="list-style-type: none"> <li>1. сокращенная продолжительность рабочего времени с возможностью выплаты денежной компенсации за работу в пределах общеустановленной 40-часовой рабочей недели (ст. 92 ТК РФ);</li> <li>2. ежегодный дополнительный оплачиваемый отпуск работникам с возможностью выплаты компенсации за часть такого отпуска, превышающую минимальную продолжительность (ст. 117 ТК РФ);</li> <li>3. повышенная оплата труда работников (ст. 147 ТК РФ).</li> </ol>
<b>Перечень графического материала:</b>	
При необходимости представить эскизные графические материалы к расчётному заданию (обязательно для специалистов и магистров)	

<b>Дата выдачи задания для раздела по линейному графику</b>	
-------------------------------------------------------------	--

**Задание выдал консультант:**

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Ассистент	Черемискина М. С.			

**Задание принял к исполнению студент:**

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2БМ74	Сироткин Алексей Сергеевич		

## **8. Социальная ответственность**

### **Введение**

В ВКР производится исследование и обоснование решений по предотвращению нереверсивной нагрузки, а также обоснование мероприятий и процессов по предотвращению износа деталей оборудования при наличии реверсивной и нереверсивной нагрузок. Реверсивная нагрузка возникает за счет того, что в кривошипно-шатунном механизме происходит преобразование вращательного движения в возвратно-поступательное посредством деталей, входящих в состав механизма.

В данном разделе рассматриваются вопросы по эксплуатации поршневого компрессора, безопасности рабочих в процессе обслуживания и эксплуатации.

В качестве персонала рассматривается машинист технологических компрессоров.

Рабочим местом машиниста является машинный зал газоперекачивающего агрегата.

В обязанности машиниста входит обслуживание щитов управления агрегатного уровня, отдельных технологических компрессоров. Запуск и остановка газоперекачивающих агрегатов, регулирование технологического режима их работы, контроль за работой технологического оборудования. Ремонт компрессоров и их приводов, узлов газовых коммуникаций, аппаратов и вспомогательного оборудования цехов, выявление и устранение неисправностей в работе газоперекачивающих агрегатов. Ведение ремонтных журналов.

### **1. Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности.**

**1.1. Специальные (характерные для рабочей зоны исследователя) правовые нормы трудового законодательства.**



Вахтовый режим работы — особая форма осуществления трудового процесса вне места постоянного проживания работников, когда не может быть обеспечено ежедневное их возвращение к месту постоянного проживания.

Законодатель устанавливает продолжительность вахты. Вахтой считается общий период, включающий время выполнения работ на объекте и время междусменного отдыха в данном вахтовом поселке. Рабочая смена может длиться ежедневно 12 ч подряд. Продолжительность вахты, включающая как рабочее время, так и время отдыха, не может превышать одного месяца.

В исключительных случаях с учетом мнения профкома продолжительность вахты может быть увеличена до трех месяцев (ст. 299 ТК РФ). За работу вахтовым методом производится доплата.

Часы переработки рабочего времени в пределах графика работы на вахте могут накапливаться в течение календарного года и суммироваться до целых дней с последующим предоставлением дополнительных дней отдыха.

В целях обеспечения прав и свобод человека и гражданина работодатель и его представители при обработке персональных данных работника обязаны соблюдать следующие общие требования [3]:

1) обработка персональных данных работника может осуществляться исключительно в целях обеспечения соблюдения законов и иных нормативных правовых актов, содействия работникам в трудоустройстве, обучении и продвижении по службе, обеспечения личной безопасности работников, контроля количества и качества выполняемой работы и обеспечения сохранности имущества;

2) при определении объема и содержания обрабатываемых персональных данных работника работодатель должен руководствоваться Конституцией Российской Федерации, настоящим Кодексом и иными федеральными законами;

3) все персональные данные работника следует получать у него самого. Если персональные данные работника возможно получить только у третьей

стороны, то работник должен быть уведомлен об этом заранее и от него должно быть получено письменное согласие. Работодатель должен сообщить работнику о целях, предполагаемых источниках и способах получения персональных данных, а также о характере подлежащих получению персональных данных и последствиях отказа работника дать письменное согласие на их получение;

4) работодатель не имеет права получать и обрабатывать персональные данные работника о его политических, религиозных и иных убеждениях и частной жизни. В случаях, непосредственно связанных с вопросами трудовых отношений, в соответствии со статьей 24 Конституции Российской Федерации работодатель вправе получать и обрабатывать данные о частной жизни работника только с его письменного согласия;

5) работодатель не имеет права получать и обрабатывать персональные данные работника о его членстве в общественных объединениях или его профсоюзной деятельности, за исключением случаев, предусмотренных настоящим Кодексом или иными федеральными законами;

6) при принятии решений, затрагивающих интересы работника, работодатель не имеет права основываться на персональных данных работника, полученных исключительно в результате их автоматизированной обработки или электронного получения;

7) защита персональных данных работника от неправомерного их использования или утраты должна быть обеспечена работодателем за счет его средств в порядке, установленном настоящим Кодексом и иными федеральными законами;

8) работники и их представители должны быть ознакомлены под роспись с документами работодателя, устанавливающими порядок обработки персональных данных работников, а также об их правах и обязанностях в этой области;

9) работники не должны отказываться от своих прав на сохранение и защиту тайны;

10) работодатели, работники и их представители должны совместно вырабатывать меры защиты персональных данных работников.

Лица, виновные в нарушении норм, регулирующих получение, обработку и защиту персональных данных работника, привлекаются к дисциплинарной и материальной ответственности в порядке, установленном настоящим Кодексом и иными федеральными законами, а также привлекаются к гражданско-правовой, административной и уголовной ответственности в порядке, установленном федеральными законами.

Размер оклада может зависеть от разных факторов, ведь, кроме эксплуатирующего персонала на ДКС, есть и ряд других смежных профессий, а также большую роль играет регион по добыче и, естественно, чем суровее условия и жизнь сотрудника в них, тем больше он зарабатывает и может рассчитывать на дополнительные финансовые надбавки.

Отдельные нормативные акты содержат положения о размере доплат за работу во вредных условиях труда. Так, постановлением Министерства труда РФ от 25 апреля 1995 года N 25 рекомендовано при оплате труда работников организации внебюджетной сферы экономики тарифные ставки (оклады) на работах с тяжелыми и вредными условиями труда увеличивать по сравнению с тарифными ставками (окладами) для аналогичных работ с нормальными условиями труда на 12%, а на работах с особо тяжелыми и особо вредными условиями труда — на 24%.

Компенсационные выплаты, связанные с режимом работы с условиями труда — выплаты, установленные в соответствии с инструкцией Госкомстата РФ "О составе фонда заработной платы и выплат социального характера" от 10 июля 1995 г. № 89 включают выплаты, связанные с районным регулированием заработной платы, доплаты за работу во вредных и опасных условиях труда и на тяжелых работах, оплату работы в выходные и праздничные дни, оплату сверхурочной работы, оплату работникам за дни отдыха (отгулы), предоставленные в связи с работой сверх нормальной продолжительности рабочего времени в случаях установленных

законодательством, выплату разницы при временном замещении, компенсации за неиспользованный отпуск, оплату льготных часов подростков и т.д.

## **1.2. Организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны исследователя [2].**

Производственные объекты и помещения необходимо располагать с наветренной стороны (по розе ветров) по отношению к источнику возможного выделения сероводорода.

На территории промплощадок должны быть установлены хорошо видимые устройства для определения направления ветра (конус, флюгер и др.). В темное время устройства необходимо освещать. Число, типы и места установки этих устройств определяются проектом.

Производственные объекты, газоопасные места и прилегающая к ним территория (в том числе подъездные пути), а также трассы действующих газо-, нефте- и конденсатопроводов должны быть обеспечены необходимыми знаками безопасности и надписями.

Помещения для приготовления и приема пищи, отдыха свободной от работы вахты размещаются на расстоянии не менее 200 м от места проведения работ.

Помещения компрессорных установок должны быть оборудованы вытяжной вентиляцией, включаемой от датчиков на метан при достижении ПДК.

График оснащения помещений с компрессорными установками вентиляционным оборудованием согласовывается с местными органами Госгортехнадзора.

## **2. Профессиональная социальная безопасность.**

### **2.1 Анализ вредных и опасных факторов, которые могут возникнуть на рабочем месте при проведении исследований.**

Действие силы тяжести, когда оно может вызвать падение твердых объектов на работающего.

К источникам возникновения данного фактора относятся операции связанные с работой грузоподъемного механизма в ангаре. Например, обрыв цепи, повреждение редуктора во время работы. Данный фактор может принести большой вред рабочему, возможно получение травмы различной степени тяжести, а также возможен летальный исход.

Для предотвращения несчастных случаях следует соблюдать правила техники безопасности при эксплуатации данного механизма.

При работе в ангаре следует соблюдать средства индивидуальной и коллективной защиты. Рабочий обязан быть в полном комплекте защиты, рабочая одежда, сделанная из огнеупорного материала, которая не пропускает электрические заряды, одеть в соответствии с погодными условиями, про резиновые перчатки, обувь с высоким голеноостопом и стальными вставками на передней стороне обуви, защитные очки и каска, защищающая от падения мелких предметов с высоты. Для минимизации воздействия данного фактора не следует находиться в тех места, в которых возможно падение объектов.

### **Повышение уровня общей вибрации.**

Источником вибрации в ангаре являются: компрессор и привод к нему, пульсации газа в сосудах. В частности, в компрессоре возникает вибрация по причине наличия динамики в таких деталях как: коленчатый вал, который совершает вращательное движение, имеет подшипниковые опоры и через них вибрация проходит на корпус, далее на раму компрессора и в помещение; шатуны, крейцкопфы, поршни, клапана, которые также совершают движения, имеют опоры и соответственно от них также действует вибрация. Воздействие вибрации на организм человека может привести к появлению вибрационной болезни, которая проявляется в нарушении работы сердечно-сосудистой и нервной систем, в поражении мышечных тканей и суставов, нарушении функций опорно-двигательного аппарата.

Воздействие локальной вибрации на организм человека приводит к головным болям, тошноте; оказывает воздействие на процесс

кровообращения и нервные окончания. По ГОСТ 26568-85 к коллективным средствам защиты от вибрации относятся активные средства виброзащиты.

К индивидуальным средствам защиты от вибрации относятся специальные вибродемпфирующие перчатки, рукавицы, нагрудники, специальные костюмы, обувь [6].

### **Повышение уровня шума.**

В зависимости от длительного и интенсивного воздействия шума происходит снижение чувствительности органов слуха, которое выражается временным смещением порога слышимости, исчезающим после прекращения воздействия шума. При большой интенсивности и длительности шума происходят такие необратимые потери слуха, как тугоухость, которая характеризуется постоянной изменой порога слышимости.

Повышенный шум влияет на репродуктивную функцию человека, нервную и сердечно-сосудистую системы, вызывает нарушение сна, раздражение, агрессивность, утомление, способствует психическим заболеваниям.

Пагубное воздействие оказывает даже шум, не ощущаемый ухом человека (находящийся за пределами чувствительности его слухового аппарата): инфразвуки, к примеру, вызывают чувство тревоги, боли в ушах и позвоночнике, а при длительном воздействии сказываются на нарушении периферического кровообращения [7].

Также шум влияет на производительность труда. Увеличение уровня шума на 1-2 дБ приводит к снижению производительности труда на 1%.

По ГОСТ 12.1.003-83 «Шум. «Общие требования безопасности» допустимый уровень шума на рабочем месте дожимной компрессорной станции 80 дБ. Однако при работе уровень шума может достигать 120 дБ.

Для снижения вредного воздействия шума на организм человека необходимо применение коллективных и индивидуальных средств защиты.

2.3. Обоснование мероприятий по защите исследователя от действия опасных и вредных факторов.

Для предупреждения проявления чрезвычайных ситуаций необходимо соблюдать график технического обслуживания, текущего и капитального ремонта, для выполнения своевременной затяжки крепежных элементов, проверки работы деталей и механизмов, проверки и замены различных уплотнений, замены масла в маслосистеме, проверке работоспособности различных контрольных датчиков.

При выполнении ремонтных работ необходимо освободить рабочие полости от продуктов, промыть, продуть инертным газом, отсечь входной и выходной патрубки для того, чтобы предотвратить возможность попадания продуктов из смежных полостей.

Необходимо проверять знания и компетентность рабочего персонала, обслуживающего агрегаты на ДКС.

### **3. Экологическая безопасность.**

Таблица 8.1 – Вредные воздействия на окружающую среду и природоохранные мероприятия при эксплуатации установки подготовки нефти

<b>Природные ресурсы и компоненты ОС</b>	<b>Вредные воздействия</b>	<b>Природоохранные мероприятия</b>
Земля и земельные ресурсы	Загрязнение почвы нефтепродуктами	Отправление отходов на полигон ОАО «Полигон» г. Томск
	Засорение почвы производственными и бытовыми отходами	Отходы производства направляются на переработку и обезвреживание по договору со специализированными организациями. Бытовые отходы размещаются на полигоне ТБО
Вода и водные ресурсы	Загрязнение промышленными стоками	Подготовка промышленных стоков и дальнейшее использование в системе ППД

	Загрязнение бытовыми стоками	Созданы очистные сооружения для бытовых стоков (канализационные устройства, септики)
Воздушный бассейн	Выбросы вредных и токсичных веществ при сжигании нефтяного газа на факелах и продувке оборудования	Строительство газокompрессорной станции

После проведения оценки воздействия производственной деятельности на окружающую среду согласно СанПиН 2.2.1/2.1.1.1200-03 принимаем ориентировочный размер санитарно-защитной зоны.

Таблица 8.2 – Санитарная классификация предприятий и ориентировочные размеры нормативных санитарно-защитных зон

Класс	Вид производства
Класс I – санитарно-защитная зона 1000 м	Предприятия по добыче нефти при выбросе сероводорода от 0,5 до 1 т/сутки, а также с высоким содержанием летучих углеводородов

### 3.1. Анализ влияния объекта исследования на окружающую среду

Компрессорная установка во время работы выделяет значительное количество тепла в окружающую среду, которое в свою очередь может вносить свой вклад в растепление грунтов и глобальное потепление, воздействие на обслуживающий персонал. Имеет место отработанное масло, которое необходимо утилизировать, но в большинстве случаев оно отправляется в окружающую среду, а именно выливается в почву. От данного фактора страдает флора и фауна, люди могут употреблять воду в близлежащих районах с составом, который был бы нежелателен для организма.

### 3.2. Анализ «жизненного цикла» объекта исследования.

В течение жизненного цикла установка может подвергаться негативному воздействию различных факторов (тепло, высокие напряжения сдвига, деформации, влага, УФ-излучение, коррозия и др.). В результате этого



установка теряет свои технологические и эксплуатационные свойства, что обуславливает острую необходимость решения становящейся все более актуальной задачи – защиты агрегата от негативного влияния факторов окружающей среды на каждой стадии их жизненного цикла, чтобы в полной мере реализовать возможности её эффективного использования [2].

### **3.3. Обоснование мероприятий по защите окружающей среды.**

Повторное использование отработанного масла.

Переработка отработанного масла позволяет получить ценное сырье, которое в дальнейшем может вполне успешно применяться при получении товарных масел и топлив, при производстве железобетонных изделий. После очистки масла до определенной степени им можно смазывать второстепенные узлы и агрегаты, обрабатывать различные металлические изделия с целью защиты от коррозии. Отработанное масло может использоваться в качестве добавки для битума при укладке автомобильных дорог. используется: выпаривание; вакуумная перегонка; адсорбция; коагуляция.

### **4. Безопасность в чрезвычайных ситуациях.**

Существуют различные мероприятия по защите населения от ЧС. Это оповещение населения об опасности, его информирование о порядке действий в сложившихся чрезвычайных условиях; эвакуационные мероприятия; меры по инженерной защите населения; меры радиационной и химической защиты; медицинские мероприятия; подготовка населения в области защиты от чрезвычайных ситуаций.

Самым главным является оповещение населения об опасности. Ведь как скоро выяснится, где опасность, тем быстрее проинформируют население о надвигающейся угрозе. Также важным является в этом сообщении то, как передают порядок правильных действий в сложившейся ЧС. Важно избежать паники населения. Своевременное оповещение производится органами гражданской обороны. Оно организуется, главным образом, по радио и телевидению. К примеру, услышав сигналы «Внимание всем!», нужно

включить теле- и радиоприемники и ждать сообщения от органов власти. После выполнять дальнейшие действия по их указаниям!

Особое место занимает индивидуальная защита. Для защиты органов дыхания изготавливают тканевые маски, ватно-марлевые повязки, а для защиты кожных покровов используют различные накидки, плащи, резиновую обувь, резиновые или кожаные перчатки. Средства индивидуальной защиты обязательно должны присутствовать, как и на рабочем месте, так в домашних условиях.

Чрезвычайные ситуации классифицируются в зависимости от их характера, сферы возникновения, масштабов и размеров ущерба.

По характеру источников возникновения: природного; техногенного; экологического; биолого-социального характера.

#### **4.1. Анализ вероятных ЧС, которые может инициировать объект исследований.**

Техногенные чрезвычайные ситуации связаны с производственной деятельностью человека и могут протекать с загрязнением и без загрязнения окружающей среды. Наибольшую опасность в техногенной сфере представляют транспортные аварии, взрывы и пожары, радиационные аварии, аварии с выбросом аварийно химически опасных веществ и др.

Техногенная чрезвычайная ситуация – это состояние, при котором в результате возникновения источника техногенной чрезвычайной ситуации на объекте, определенной территории или акватории нарушаются нормальные условия жизни и деятельности людей, возникает угроза их жизни и здоровью, наносится ущерб имуществу населения, народному хозяйству и окружающей природной среде. Различают техногенные чрезвычайные ситуации по месту их возникновения и по характеру основных поражающих факторов источника чрезвычайной ситуации.

Причиной возникновения техногенной чрезвычайной ситуации может быть опасное техногенное происшествие, в результате которого на объекте, определенной территории или акватории произошла техногенная

чрезвычайная ситуация. К опасным техногенным происшествиям относят аварии на промышленных объектах или на транспорте, пожары, взрывы или высвобождение различных видов энергии.

4.2. Обоснование мероприятий по предотвращению ЧС и разработка порядка действия в случае возникновения ЧС.

В число предупредительных мероприятий могут быть включены мероприятия, направленные на устранение причин, которые могут вызвать пожар (взрыв), на ограничение (локализацию) распространения пожаров, создание условий для эвакуации людей и имущества при пожаре, своевременное обнаружение пожара и оповещение о нем, тушение пожара, поддержание сил ликвидации пожаров в постоянной готовности.

Соблюдение технологических режимов производства, содержание оборудования, особенно энергетических сетей, в исправном состоянии позволяет, в большинстве случаев, исключить причину возгорания. Своевременное обнаружение пожара может достигаться оснащением производственных и бытовых помещений системами автоматической пожарной сигнализации или, в отдельных случаях, с помощью организационных мер.

Первоначальное тушение пожара (до прибытия вызванных сил) успешно проводится на тех объектах, которые оснащены автоматическими установками тушения пожара [11].

При ликвидации последствий ЧС техногенного характера осуществляют следующие мероприятия:

- поиск пострадавших;
- определение масштабов, степени и характера повреждений зданий и сооружений;
- определение мест аварий на коммунально-энергетических и технологических сетях, угрожающих жизни пострадавших и затрудняющих проведение спасательных работ;

- отключение поврежденных участков магистральных и разводных коммунально-энергетических и технологических сетей;
- расчистка магистральных маршрутов движения;
- расчистка подъездных путей к объекту ведения работ;
- расчистка площадок для расстановки техники на объекте ведения работ;
- обрушение (укрепление) строительных конструкций зданий и сооружений, угрожающих обвалом или затрудняющих проведение спасательных работ;
- фиксация завалов от смещения;
- высвобождение пострадавших (погибших) из-под завалов;
- оказание пострадавшим первой медицинской помощи и врачебной помощи на месте;
- эвакуация пострадавших в стационарные лечебные учреждения;
- оборудование мест для свалки строительного мусора;
- регистрация погибших (или их захоронение).

### **Вывод**

В данном разделе проведен анализ вредных факторов таких как повышенный уровень шума, повышенный уровень вибрации. Выявлены опасные факторы: повышенная температура маслосистемы, пожароопасность, наличие вращающихся механизмов. Эксплуатация компрессорной установки не приносит значительного вреда окружающей среде и обслуживающему персоналу при соблюдении регламентов и мер по технике безопасности. Все отходы и отработанные детали можно утилизировать и повторно использовать в других областях.

## **Заключение**

Исследование данной нагрузки, поиск и обоснование решений по предотвращению нереверсивной нагрузки, привело к необходимости к полному и комплексному исследованию поршневого компрессора, проблем связанных с эксплуатацией и возникающих при работе т.к. все в данном агрегате взаимосвязанно и любое отклонение от работы может стать причиной возникновения той нагрузки, которая станет проблемой, которую необходимо решать для достижения оптимальной работы компрессора.

В рамках выполненной магистерской диссертации была шире рассмотрена реверсивная нагрузка, а именно где она возникает и посредством чего. Были рассмотрены причины возникновения нереверсивной нагрузки, даны обоснования этим причинам, а также были обозначены последствия, которые могут возникнуть. Обоснование решений было главной задачей в данной работе. Решения, которые были предложены содержат обоснования как теоретическое, так и графическое. Необходимо проделать эксперименты для того, чтобы найти данным решениям применение в реальной работе компрессора. Это позволит оптимизировать работу компрессора, увеличить ресурс, повысить надежность, а также создать конкурентоспособное оборудование на рынке компрессоров.

Предприняв действия по предотвращению причин возникновения нереверсивной нагрузки заблаговременно, приведет к оптимальной и длительной работе компрессора. Это обеспечит продолжительную работу компрессора, избавит предприятие от внепланового ремонта, а также остановки его функционирования, сохранит материалы, силы и средства. Предложенные решения могут стать толчком к началу принятия действий по сохранению долговечности агрегата, увеличения его ресурса и созданию дополнительных приборов или устройств, которые будут служить средством оповещения о нарушении конструктивных особенностей.

### **Список использованных источников**

1. Биттнер Э., Семерка Б., Бичевой Р., «40 лет лидеру поршневого компрессоростроения» // Компрессорная техника и пневматика 2006. №4 с. 12 – 18;
2. Семерка Б., Шестоперов И., (Корпорация Ариель, США), Флейшман И., Буланов С. (Инженерный центр «Энергосервис») // Ред. 12.05.2016, Труды 15 международного симпозиума по компрессорам, Санкт-Петербург, Санкт-Петербургский Политехнический Университет, 2010, стр. 52 – 62;
4. Титов А. (Ариель Корп.), Семерка Б., Бойко А. (Газпром) Доклад на втором Европейском форуме по поршневым компрессорам. 17-18 мая 2001 г., г. Гаага (Нидерланды). «Химическая техника» №5, 2013, с. 8 - 12»;
5. Reciprocating Compressors for Petroleum, Chemical and Gas Industry Services/ API Standard 618. Fifth edition, December 2007. API Energy, 190 p.
6. <http://www.petroleumjournal.kz//index.php?aid1=59&aid2=300&id=720&outlang=1&p=article> // Ариель – лидер поршневого компрессоростроения;
7. Молодцов В.В. <http://dlib.rsl.ru/01004230998> // «Обоснование и обеспечение энергосберегающих параметров и режимов работы рудничных компрессорных установок»
8. «Mobile Compressor packages offer operating flexibility». «Compressor Tech» magazine, June 2009, pp. 48-51
9. TransCanada Pipelines Calls on Enerflex Manufacturing For Higher Horsepower «Transfer» Compressors», «Compressor Tech» magazine, July-August 1997, pp-108-109.
10. Седых А.Д. «Развитие и опыт эксплуатации компрессорной техники в газовой промышленности». Труды пятого международного симпозиума «Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования» С-Пб. 1999, с. 13-18;

11. Константинова И.М., Цыгельников Л.С. «Опыт работы головной КС в условиях падающего пластового давления» ВНИИЭгазпром, М.1973.
12. Синицын С. Н., Барцев И. В., Т.Т. Пятахина «Дожимные компрессорные станции». ВНИИЭгазпром, М. 1982.
- 13.Буракевич П.Ф., Астахов Н.Д., Веселовский В.Е. «Результаты обустройства Уренгойского месторождения на ЭВМ». Газовая промышленность, №1 с.14-16
14. Шайхутдинов А.З., Огнев В.В, Щуровский В.А., Сальников С.Ю. «Технологические направления применения компрессоров на объектах ОАО «Газпром»
- 15.Биттнер Э., Семерка Б., Бичевой Р., «40 лет лидеру поршневого компрессоростроения»
16. Б.М. Семерка, И.А. Легун «Компрессоры Ариель на нефтеперерабатывающих и нефтехимических предприятиях, особенности и опыт применения», «Химическая техника» №5, 2013г., стр 8-12.
17. Хуснутдинов М.Х // Технология и организация строительства наземных объектов нефтяной и газовой промышленности.
18. Пластинин П.И. «Поршневые компрессоры». Том 2. Основы проектирования. Конструкции. – 3-е издание.
19. Пластинин П.И. «Поршневые компрессоры». Том 1. Основы проектирования. Конструкции. – 3-е издание - дополнительное.
20. Юша В.Л. Учебное пособие по курсовому проектированию «Теория, расчёт и конструирование поршневых компрессоров» //
21. Гаркунов Д. Н. Триботехника износ и безызносность. Москва 2001;
22. Киселев В. В. Разработка металлосодержащих присадок к маслам, канд.техн. наук, Иваново 2004;
23. Compressor tech 2. Option for training 2011. MAN Diesel & Turbo in China

Understanding rod reversal in reciprocating compressors

Студент:

Группа	ФИО
2БМ74	Сироткин Алексей Сергеевич

Руководитель ВКР:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Профессор	Саруев Л.А.	Д.Т.Н.		

Консультант – лингвист отделения (НОЦ) школы ШБИП:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Старший преподаватель	Бекишева Т.Г.			



## **Understanding rod reversal in reciprocating compressors**

**Introduction** Every compressor has speed and load-carrying limitations. Primarily, the load-carrying capacity of a compressor frame involves power and rod loading. Rod load specifications tell the compressor package operator the limits of static, inertial and dynamic loads that can be borne by the crankshaft, connecting rod, frame, piston rod, bolting and bearing surfaces. This knowledge and how it is applied can make the difference between downtime and runtime.

### **Mechanics of Principal Moving Parts**

The forces acting on the principal moving parts of a reciprocating compressor are: gas pressure forces, inertia forces of the reciprocating parts, dynamic forces of the reciprocating parts and centrifugal forces of the rotating parts. All forces, except centrifugal forces, will be addressed in this article. The gas pressure forces are the principal forces, but the inertia, dynamic and centrifugal forces become considerable at higher speeds. The gas pressure and inertia forces of the reciprocating parts result in a net force on the piston. The net result is a force along the connecting rod, which resolves itself from the turning effort, or torque, on the crankshaft.

A typical double-acting compressor cylinder is illustrated in Figure 19. The loads (forces) that are generally of concern include the piston rod loads, the connecting rod loads the crosshead pin loads, the crankpin loads, and the frame loads. As the crankshaft undergoes one revolution, all of these loads vary from minimum to maximum values. The loads are generated by both gas and inertia forces as discussed in the following paragraphs.

### **Gas Pressure Forces**

The gas being compressed exerts its pressure against the piston and acts along the axis of the cylinder. The total load exerted is found by a simple multiplication of the pressure times the piston area. If the piston is double-acting, an algebraic sum of the loads on head end and crank end of the piston must be taken. Static rod load is the force exerted on the piston, piston rod and bearings during the compression

cycle, and is determined by multiplying the differences between the inlet and discharge pressures by the piston's face area. The combined effect of static and inertia loads is referred to as dynamic rod load. In general, static load calculation is sufficient when sizing a compressor unless quite large pistons at maximum speed and/or low compression ratios are involved. Inertia load also becomes important at very high speeds with little or no pressure differential.

### Double-Acting Cylinder

In the case of double-acting pistons, two static load factors exist: compression load and tension load. Compression load is the calculated load on the piston rod as the piston moves toward the head end of the cylinder. Compression loading tends to make the piston rod bend, as illustrated in Figure 1. Tension load is the calculated load on the piston as the piston moves toward the crank end of the cylinder. Tension load tends to stretch the piston rod as shown in Figure 2. Tension load is normally less than the compression load because the area of the piston is reduced by the area occupied by the piston rod.

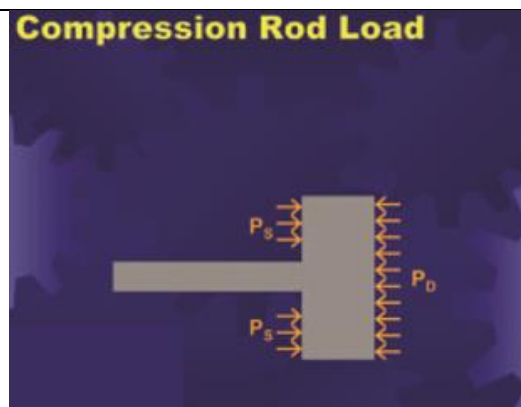


Figure 16 - Compression rod load.

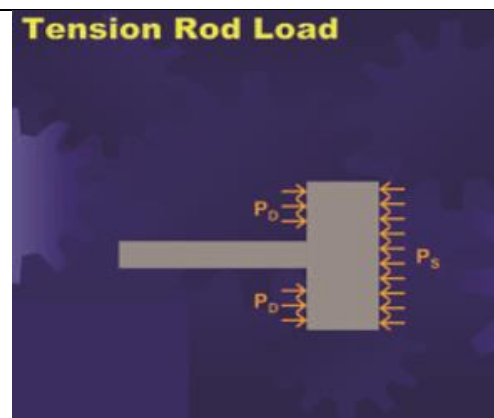
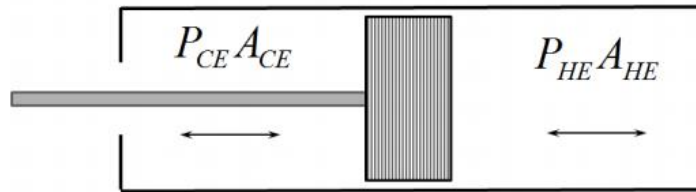


Figure 17- Tension rod load

Look in more detail at the gas load when a compressor is double-acting. When the piston is at top dead center, gas has been released from the head end discharge valve and the suction valves are closed. The head end of the piston sees the discharge pressure. The crank end of the piston sees the suction pressure as the suction valves

have just closed in the crank end. The effective gas load at this point is in compression.



$$F = P_{CE} A_{CE} - P_{HE} A_{HE}$$

$P$  = Static & Dynamic Pressure

$A$  = Area of Piston

Figure 18 - Gas Loads

$$F_{Tension} = (P_{discharge} \times A_{CE}) - (P_{suction} \times A_{HE}); \quad (1)$$

$$F_{compression} = (P_{discharge} \times A_{HE}) - (P_{suction} \times A_{CE}). \quad (2)$$

When the same piston is at bottom dead center, the head end side of the piston sees the suction pressure while the crank end sees the discharge pressure. At this point, the effective gas load changes from compression to tension throughout the cycle.

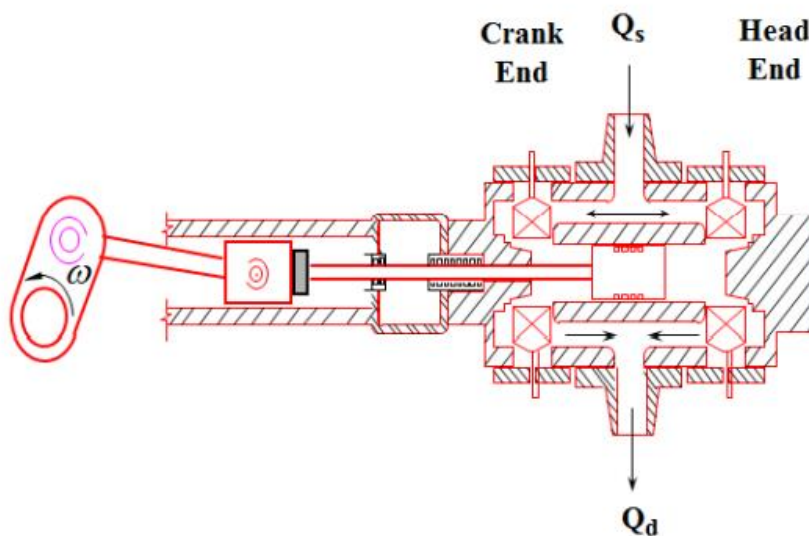


Figure 19 - Double Acting Compressor Cylinder

### **Single-Acting Head End Loading**

This loading option is an easy option for capacity control. In this option, suction valves are removed from the crank end and the head end of the compressor is doing the work. When the piston is at top dead center, the pressure on the head end side of the piston is at the discharge pressure, while the crank end sees the suction pressure. The effective gas load is in compression. But when the piston is at bottom dead center, both sides of the piston see the suction pressure. Since the head end area of the piston is larger than the crank end area, the effective gas force is in compression. During single-acting head end operation, the static gas load will be in compression throughout the cycle.

### **Single-Acting Crank End Loading**

This loading option is also a capacity control option. In this option, suction valves are removed from the head end and the crank end of the compressor does the work. When the piston is at top dead center, both sides of the piston see the suction pressure. Because the head end area of the piston is larger than the crank end area, the effective gas force will be in compression. When the piston is at bottom dead center, the head end side of the piston sees the suction pressure, while the crank end sees the discharge pressure. At this point the effective gas load is in tension. During single-acting crank end operation, the static gas load will be in compression and tension, but tension will be higher than compression. With this loading option, it is difficult to add clearance. These three loading options are important, and we will refer to them in our reversal section.

### **Inertia Forces of Reciprocating**

Parts In double-acting compressors, the reciprocating parts would be the piston, piston rod, crosshead assembly, crosshead pin and a portion of the connecting rod. The portion of the connecting rod, which is assumed to reciprocate, is determined by weighing the crosshead end of the connecting rod when the rod is supported in a horizontal position on knife edges located in the center line of the bearings.

Normally, one-third of the connecting rod is reciprocating weight. Since force is equal to mass times acceleration, the reciprocating inertia force of any given crank, angle or piston position is calculated using Eq (5).

### Inertia Rod Load

The inertia rod load is proportional to the square of compression speed. This type of rod load decreases faster than the speed decreases.

### Dynamic Force Diagram

When analyzing forces in a compressor, constructing a dynamic force or piston load diagram is usually convenient. This is a force versus crank angle diagram and has a length equal to one compression cycle. Forces acting toward the crankshaft are usually plotted as positive and vice versa. Gas pressure forces are plotted from an indicator diagram. Indicator diagrams are plotted on a pressure volume scale, and it will be necessary to convert the volume scale to crank angles. Net piston load can be determined and plotted. When working with double-acting pistons, plot a gas load curve for the crank end and also one for the head end. The same result can be obtained by combining the crank end and head end indicator diagrams first (see Figure 19,20).

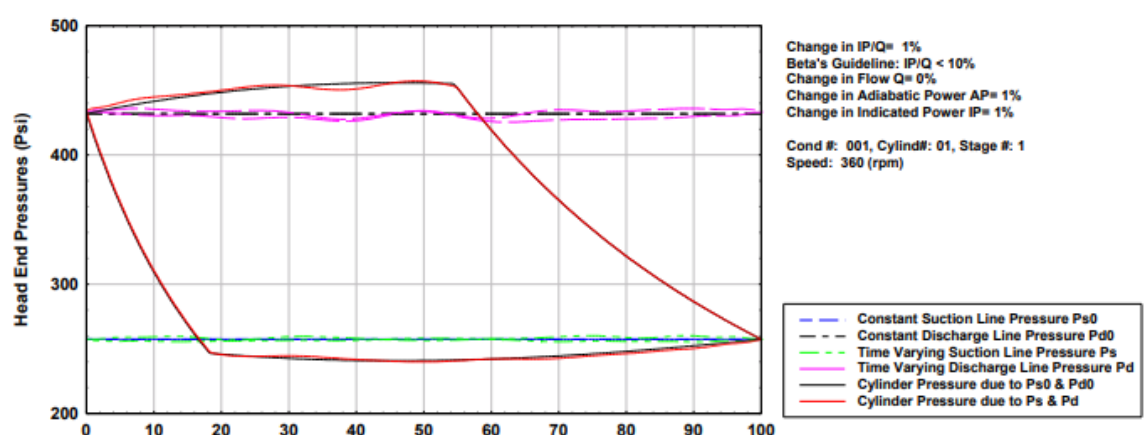


Figure 20 - Pressure Volume Curve of 360 RPM Hydrogen Compressor from the crankshaft.

Reciprocating inertia forces are calculated with (5) and plotted. The net force acting along the cylinder axis is the algebraic summation of the gas pressure and inertia force. The combined effect of static and inertia load is referred to as the dynamic rod load (see Figure 10). In general, the static load calculation is sufficient when sizing a compressor, unless quite large pistons are at maximum speed and/ or low compression ratios are involved. Inertia load also becomes important at very high speeds with little or no pressure differential.

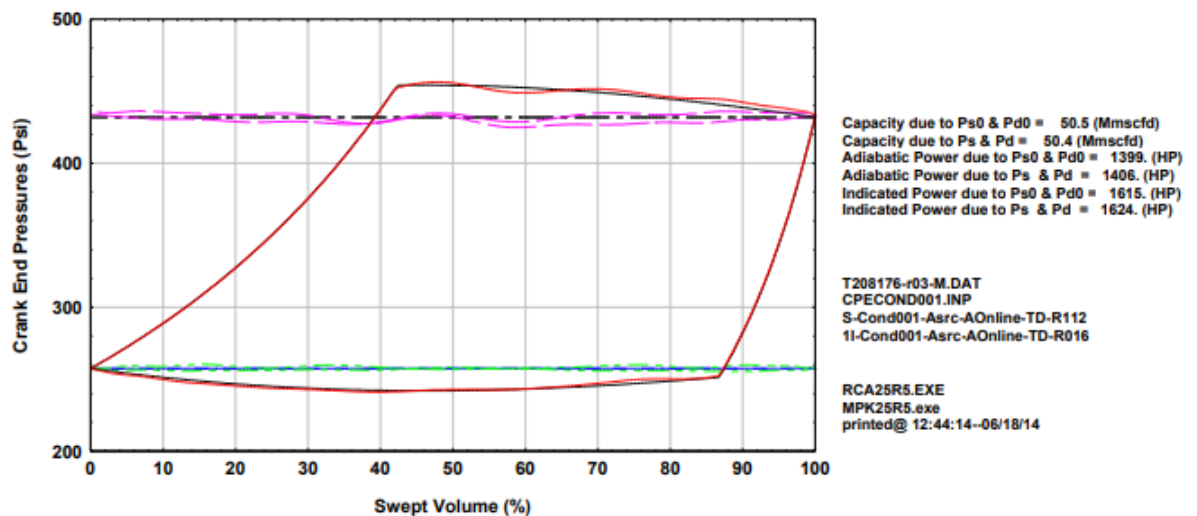


Figure 21 - Pressure Volume Curve of 360 RPM Hydrogen Compressor from the side of the piston head.

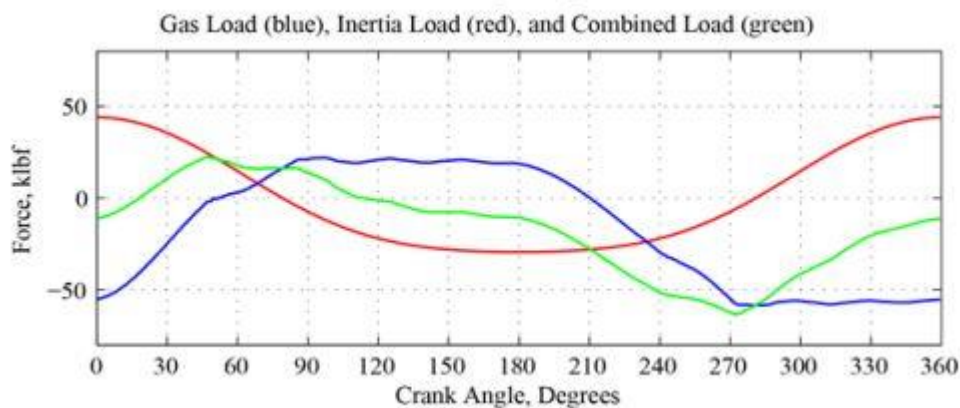


Figure 22 - Internal gas load, inertia load and combined rod load.

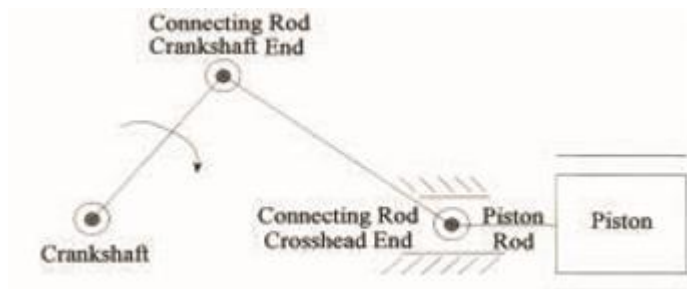


Figure 23 - kinematic scheme

## Lubrication in Reciprocating

Compressors Lubrication in reciprocating compressors is of utmost importance. The compressor frame has three major points of lubrication requirement — main bearings, crank pin bearings and crosshead bushings. The oil flows through these points in sequence — from the main bearing through a passage in the crankshaft to the crank pin bearing, then from the crank pin bearing through a rifle-drilled hole in the connecting rod to the crosshead bushing. The crosshead bushing and the crosshead shoes are the last points of lubrication. The crosshead bushing lubrication is extremely important. Figures 11, 12, 13 and 14 show the lubrication system of a reciprocating compressor.

### A Typical Frame Lubrication System

The primary components of the frame lubrication system include:

1. Oil sump (capacity ranges from 2.5 gallons for the JGP to 210 gallons for the JGV/6)
2. Strainer with 40 mesh screen
3. Pump (gear type)
4. Lube oil cooler (thermostatic valve supplied by packager)
5. Oil filter (Spin-on 5 micron or Nugent 1 micron)
6. Oil gallery end block (under pump)

7. Oil gallery tube
8. Holes drilled into oil gallery tube to lubricate main bearings
9. Holes drilled into side of frame
10. External oil tubes to the crossheads

### **Crosshead Bearing Load**

The net piston force is exerted in a direction along the cylinder axis. The angularity of the connecting rod causes the net force to be divided into components — one producing crosshead side thrust against the guides, the other acting along the axis of the connecting rod. The load on the crosshead pin bearing depends on the gas pressure in the cylinder and the inertia force of the reciprocating parts. Both of these forces — gas pressure and inertia force — act along the cylinder axis, but the load on the pin bearing is always in the direction of the connecting rod center line. Judging the crosshead pin bearing load from the algebraic sum of the gas pressure and inertia load is customary. Let us look at the dynamic piston load in double-acting cylinders. The effective dynamic piston rod load changes direction from compression to tension. This change in direction allows clearance between the crosshead bushing and the crosshead pin in the area of the point of lubrication. Similarly, in single-acting crank end loading, direction of loading along the cylinder axis changes. On the contrary, in single-acting head end loading, the dynamic piston rod load is in compression most of the time through the cycle. This kind of loading blocks the crosshead bushing lubrication as shown in Figures 15, 16 and 17.

This lack of change of direction of the dynamic piston rod load starves the crosshead bushing for oil and heat is generated between the crosshead bushing and the crosshead pin. The heat causes the seizing of the pin with the crosshead bushing, resulting in catastrophic failure.

This lack of change of direction is also referred to as lack of reversal in reciprocating compressors. Therefore, it is critical to check this lack of reversal.



Compressor manufacturers have their own minimum requirements for this reversal. Checking with the compressor manufacturer is essential as to which end of the cylinder you can safely overload and the minimum and maximum speeds at which the compressor will run safely. The gas load and inertia load play important roles in dynamic loading and in reversal.



Figures 24 - Crosshead under nonreversal loading

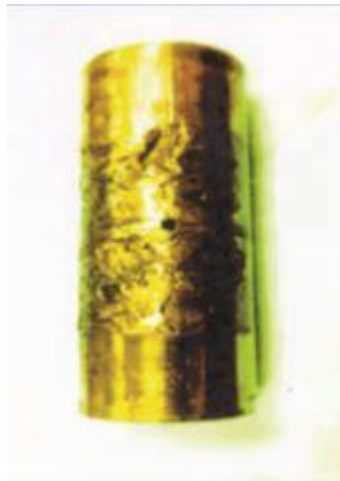


Figure 25 - Crosshead pin under nonreversal loading

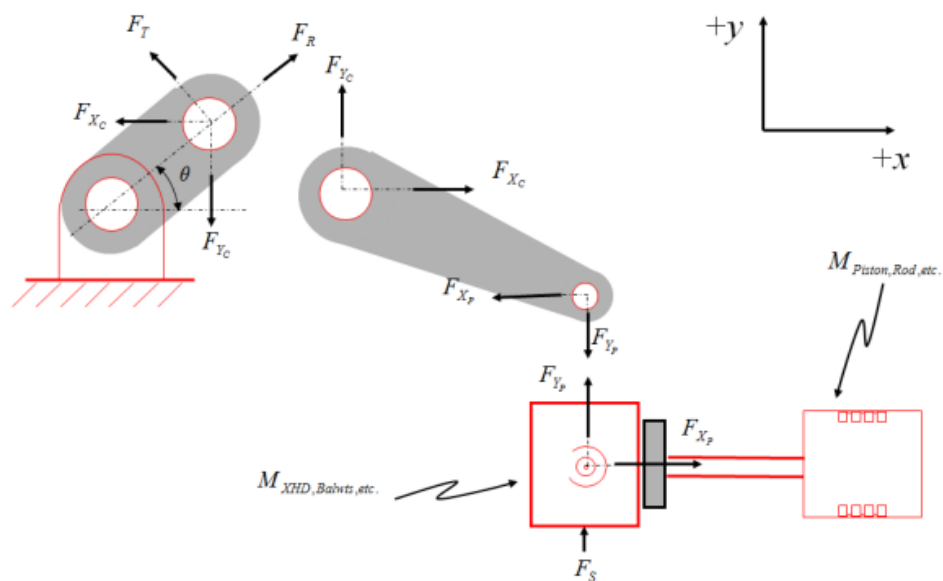


Figure 26 - Forces Acting on Crosshead Pin

A - acceleration	$S = r + l - r\cos\theta - l\cos\varphi;$	(1)
g - gravitational force	$S = r \left[ (1 - \cos\theta) + \frac{r}{4l(1 - \cos 2\theta)} \right];$	(2)
l - length of connecting rod	$V = \frac{2\pi nr}{60 \times 12} \left( \sin\theta + \frac{r}{2l} \sin 2\theta \right);$	(3)
n - rpm	$A = \left( \frac{2\pi n}{60} \right)^2 \times \frac{r}{12} \left( \cos\theta + \frac{r}{l} \cos 2\theta \right);$	(4)
r - crank radius	$F(\text{inertia}) = \frac{w}{g} \times \left( \frac{2\pi n}{60} \right)^2 \frac{r}{12} \left( \cos\theta + \frac{r}{l} \cos 2\theta \right).$	(5)
S - distance		
V - velocity		
w - weight of reciprocating parts		

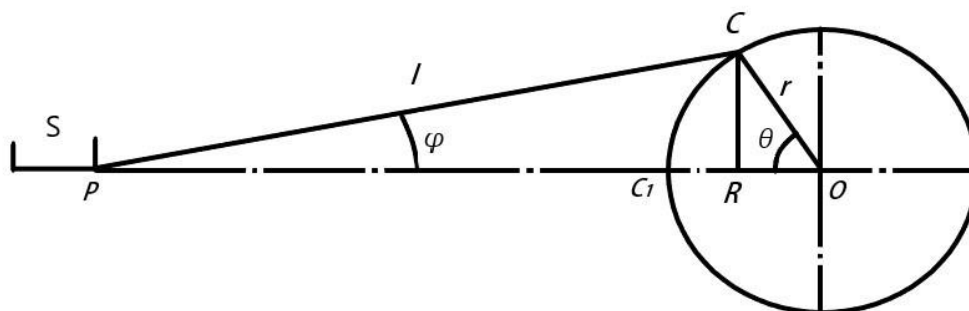


Figure 27– scheme for calculations